

TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS



Memoria y Anexos

Autor: Anton Volkov
Director: Juan Velázquez Ameijide
Convocatòria: Octubre 2017

Índice

ÍNDICE	1
RESUM	6
RESUMEN	7
ABSTRACT	8
AGRADECIMIENTOS	9
1. PREFACIO	10
1.1. Origen del trabajo.....	10
1.2. Motivación.....	10
1.3. Requisitos previos	10
2. INTRODUCCIÓN	11
2.1. Objetivos del trabajo.....	11
2.2. Alcance del trabajo.....	12
3. CARACTERÍSTICAS DE LA MÁQUINA	13
4. FUNCIONAMIENTO DE UNA BRIQUETADORA	14
5. ESTUDIO PREVIO DE LAS ALTERNATIVAS	17
5.1. Briquetadora “J. Bonals”	17
5.1.1. Fuentes de información.....	17
5.1.2. Características básicas.....	18
5.1.3. Partes principales	19
5.2. Briquetadoras “Köppern”	21
5.2.1. Fuentes de información.....	22
5.2.2. Características básicas.....	22
5.2.3. Partes principales	22
5.2.4. Moldes	25
5.2.5. Material de los moldes.....	26
5.3. Otros fabricantes de briquetadoras.....	27
5.3.1. Fuentes de información.....	27
5.3.2. Características básicas.....	27
5.3.3. Partes principales	28
5.4. Patentes.....	30
5.4.1. Briquetadora I.....	30
5.4.2. Briquetadora II.....	33

5.4.3.	Briquetadora III	35
6.	SOLUCIÓN ADOPTADA	38
6.1.	Descripción general	38
6.2.	Piezas de diseño	43
6.3.	Elementos normalizados	52
6.4.	Otros elementos comerciales	61
6.5.	Funcionamiento	62
6.5.1.	Compactación	62
6.5.2.	Extracción de rodillos	64
6.5.3.	Extracción de segmentos del molde	66
6.6.	Fabricación especial	68
6.6.1.	Mecanizado electroquímico	69
6.6.2.	Nitruración	70
7.	SELECCIÓN DE MATERIALES	72
8.	CÁLCULO	73
8.1.	Factor de seguridad	73
8.2.	Momento torsor	74
8.2.1.	Hipótesis I	74
8.2.2.	Hipótesis II	77
8.3.	Eje trabajando a fatiga	79
8.3.1.	Geometría del eje	80
8.3.2.	Cargas que actúan sobre el eje	80
8.3.3.	Reacciones en los apoyos del eje y fuerzas de rozamiento	82
8.3.4.	Diagramas	85
8.3.5.	Selección de sección crítica	86
8.3.6.	Sección crítica	86
8.3.7.	Caracterización del ciclo de carga (CCC)	88
8.3.8.	Solicitud de la sección crítica	89
8.3.9.	Resistencia de la sección E	90
8.3.10.	Diseño del eje a vida infinita – sección E	90
8.4.	Diámetro del eje para los rodamientos	91
8.4.1.	Sección crítica	92
8.4.2.	Solicitud de la sección crítica	92
8.4.3.	Resistencia de la sección crítica	93
8.4.4.	Diseño del eje – sección crítica	93
8.5.	Radio de resalte entre los diámetros del eje	93
8.6.	Bulón/pasador	95

8.6.1.	Bulón/pasador sometido a cortante	95
8.6.2.	Pieza que enlaza el bulón/pasador	97
8.7.	Resistencia de materiales.....	98
8.7.1.	Concentrador de tensiones.....	98
8.7.2.	Viga horizontal.....	100
8.7.3.	Viga vertical	102
8.7.4.	Viga central.....	107
8.7.5.	Viga transversal	116
8.7.6.	Vaso – soporte de pistón.....	119
8.8.	Elementos normalizados.....	121
8.8.1.	Cáncamo (argolla).....	121
8.8.2.	Motor eléctrico	122
8.8.3.	Reductor	122
8.8.4.	Acoplamiento dentado.....	123
8.8.5.	Rodamientos.....	125
8.9.	Uniones atornilladas.....	128
8.9.1.	Disposiciones en el montaje.....	129
8.9.2.	Resistencia a cortante	130
8.9.3.	Resistencia a aplastamiento.....	131
8.9.4.	Resistencia a tracción	132
8.9.5.	Resistencia a punzonamiento	132
8.9.6.	Resistencia a acción conjunta de cortante y tracción.....	133
8.9.7.	Esfuerzo de pretensado y par de apriete	133
8.9.8.	Viga central.....	134
8.10.	Chavetas	135
8.10.1.	Aplastamiento	136
8.10.2.	Cortadura.....	137
8.11.	Cola de milano	138
8.12.	Sistema hidráulico	140
8.13.	Producción.....	142
8.14.	Tolerancias.....	144
9.	IMPACTO AMBIENTAL	146
10.	NORMATIVAS APLICABLES	147
11.	PRESUPUESTO	148
11.1.	Costes de ingeniería	148
11.2.	Mecanizado	149
11.3.	Elementos comerciales	150

11.4. Materia prima.....	150
11.5. Montaje	151
11.6. Procesos especiales.....	151
11.7. Coste total	152
12. CONCLUSIONES	153
13. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y DE SOPORTE	155
14. ANEXO	156
14.1. Cálculo justificado.....	156
14.1.1. Factor de seguridad	156
14.1.2. Momento torsor	156
14.1.3. Eje trabajando a fatiga.....	159
14.1.4. Diámetro del eje para los rodamientos	171
14.1.5. Radio de resalte entre los diámetros del eje	173
14.1.6. Bulón/pasador	174
14.1.7. Resistencia de materiales.....	176
14.1.8. Elementos normalizados	197
14.1.9. Uniones atornilladas.....	204
14.1.10.Chavetas	212
14.1.11.Cola de milano	214
14.1.12.Sistema hidráulico	215
14.1.13.Producción.....	216
14.2. Comprobaciones y cálculo de dimensionado	217
14.2.1. Pieza que enlaza el pasador	217
14.2.2. Vaso del cilindro hidráulico	217
14.2.3. Viga horizontal.....	218
14.2.4. Viga vertical con taladros	218
14.2.5. Viga transversal	220
14.2.6. Verificaciones geométricas	221
14.2.7. Verificaciones de masa.....	224
14.2.8. UNIONES ATORNILLADAS.....	225
14.3. Elementos normalizados.....	227
14.4. Hojas de características de materiales.....	228
14.5. Otra documentación de interés.....	229
14.6. Manual de usuario y pliego de condiciones	230
14.7. Plános.....	231

Resum

El present treball tracta sobre el disseny d'una màquina compactadora que, mitjançant la pressió que es crea entre dos corrons giratoris, compacta cert producte en estat de pols per aconseguir briquetes sòlides. El procés de compactació permet transformar el producte en pols a peces sòlides (briquetes) per facilitar la seva manipulació, transport, emmagatzematge i, en cas de residus, el seu reciclatge.

La intenció del projecte és dissenyar una màquina briquetadora basada en les opcions existents al mercat i intentar ajuntar els avantatges eliminant els inconvenients dels diferents fabricants. També era aconsellable utilitzar el major nombre de peces normalitzades, en la mesura del possible, en el disseny per simplificar el procés i reduir costos.

Per assolir les metes proposades s'ha establert contacte amb una empresa que fa servir màquines semblants i s'ha realitzat l'estudi del funcionament d'aquesta. Més endavant ha estat possible contactar amb l'enginyer que va dissenyar la màquina nomenada per familiaritzar més amb el procés de disseny de màquines i veure en primera persona el treball que realitza en realitat un enginyer.

Finalment, amb algunes complicacions, la màquina va resultar satisfactòria i va complir amb els requisits establerts. Vam aconseguir resistència suficient de l'estructura per resistir les elevades forces de compactació que es generen a l'interior de la màquina juntament amb la producció elevada de briquetes.

En conclusió, l'objectiu principal s'ha complert, tot i algunes dificultats que s'han presentat al llarg de la realització del projecte. S'han hagut d'eliminar certs continguts que eren interessants de desenvolupar i en algunes ocasions s'han pres decisions alguna cosa específiques i poc comuns. S'ha reduït al màxim el nombre de peces que requereixen cert elaboració i mecanitzat, i s'ha intentat fer el disseny amb el màxim d'elements normalitzats perquè la màquina resulti ser el més simple possible.

Resumen

El presente trabajo trata sobre el diseño de una máquina compactadora que, mediante la presión que se crea entre dos rodillos giratorios, compacta cierto producto en estado de polvo para conseguir briquetas sólidas. El proceso de compactación permite transformar el producto en polvo a piezas sólidas (briquetas) para facilitar su manipulación, transporte, almacenamiento y, en caso de residuos, su reciclaje.

La intención del proyecto es diseñar una máquina briquetadora basada en las opciones existentes en el mercado e intentar juntar las ventajas eliminando los inconvenientes de los diferentes fabricantes. También era aconsejable usar el mayor número de piezas normalizadas, en la medida de lo posible, en el diseño para simplificar el proceso y reducir costes.

Para alcanzar las metas propuestas se ha establecido contacto con una empresa que usa máquinas semejantes y se ha realizado el estudio del funcionamiento de ésta. Más adelante ha sido posible contactar con el ingeniero que diseñó la máquina nombrada para familiarizarse más con el proceso de diseño de máquinas y ver en primera persona el trabajo que realiza en realidad un ingeniero.

Finalmente, con algunas complicaciones, la máquina resultó satisfactoria y cumplió con los requisitos establecidos. Conseguimos resistencia suficiente de la estructura para resistir las elevadas fuerzas de compactación que se generan en el interior de la máquina junto con la producción elevada de briquetas.

En conclusión, el objetivo principal se ha cumplido, a pesar de algunas dificultades que se han presentado a lo largo de la realización del proyecto. Se han tenido que eliminar ciertos contenidos que eran interesantes de desarrollar y en algunas ocasiones se han tomado decisiones algo específicas y poco comunes. Se ha reducido al máximo el número de piezas que requieren cierto elaboración y mecanizado, y se ha intentado hacer el diseño con el máximo de elementos normalizados para que la máquina resulte ser lo más simple posible.

Abstract

The present work deals with the design of a compacting machine that, by means of the pressure that is created between two rotating rollers, compacts a certain product in powdered state to obtain solid briquettes. The compacting process allows the product to be transformed into solid parts (briquettes) to facilitate its handling, transport, storage and, in case of waste, its recycling.

The intention of the project is to design a briquetting machine based on the options available in the market and try to combine the advantages by eliminating the drawbacks of different manufacturers. It was also advisable to use as many standard parts as possible in the design to simplify the process and reduce costs.

In order to reach the proposed goals, contact has been established with a company that uses similar machines and a study of the operation of the machine has been carried out. Later it has been possible to contact the engineer who designed the machine named to become more familiar with the process of machine design and see in first person the work performed by an engineer.

Finally, with some complications, the machine was satisfactory and met the requirements. We achieve sufficient strength of the structure to withstand the high compaction forces that are generated inside the machine together with the high production of briquettes.

In conclusion, the main objective has been met, despite some difficulties that have arisen throughout the project. Some contents that were interesting to develop have had to be eliminated and sometimes some specific and unusual decisions have been made. The number of parts requiring a certain amount of work and machining has been reduced to the maximum and an attempt has been made to make the design with the maximum of standard elements so that the machine is as simple as possible.

Agradecimientos

Quisiera dar las gracias al señor Rivera, el ingeniero de “J.Bonals”, por haberme guiado en la realización del trabajo y aclarar las dudas que han surgido a lo largo del proyecto, y por dar consejos útiles basados en sus años de experiencia como ingeniero.

También doy las gracias a José María, el jefe de “EMSA” de Igualada, que me ha permitido acceder a la empresa para estudiar el funcionamiento de la máquina briquetadora y gracias a su ayuda ha sido posible establecer contacto con el señor Rivera.

Hay que dar las gracias al mecánico de mantenimiento de “EMSAE” llamado Vicente, con sus explicaciones se han comprendido conceptos complicados de entender y su experiencia en el sector ha facilitado mucho el desarrollo del presupuesto y otros temas de mantenimiento y montaje.

Se agradece la ayuda del fresador José Luis, compañero de trabajo de mi padre, que ha ayudado en el desarrollo del presupuesto en la rama del mecanizado.

Sobretudo quiero dar las gracias a mi padre, sin su ayuda no hubiera sido posible conocer a todas estas personas. Gracias a su motivación he esogido éste tema de proyecto y me ha dado consejos basados en su experiencia como mecánico.

1. Prefacio

El presente proyecto está basado en el estudio de una máquina briquetadora real a partir de la cual se pretende diseñar una máquina propia con la intención de eliminar los puntos débiles encontrados y aplicar las ventajas de otras máquinas halladas en el mercado.

1.1. Origen del trabajo

La idea del proyecto fue de mi padre, que hace años trabajó en el mantenimiento de una máquina briquetadora en la empresa “EMSA”. Me explicó el funcionamiento y el proceso de obtención de las briquetas y me llamó la atención.

1.2. Motivación

La motivación principal, a parte de que era un trabajo interesante de realizar, fue que mi padre tenía contacto con el jefe de “EMSA” (José María) y era posible organizar visitas para ver la máquina en funcionamiento. Siempre se trabaja más fácil y con mucho más gusto teniendo una máquina física delante de los ojos. La posibilidad de establecer contacto con “EMSA” me ha motivado más todavía para tirar adelante con el proyecto ya que se podrían sacar muchas cosas interesantes de ello.

1.3. Requisitos previos

Antes de nada era necesario familiarizarse con el sector de briquetación y de las máquinas compactadoras en general para entender el proceso de obtención de briquetas y el funcionamiento de la máquina. Las fuentes principales era la documentación extraída de internet y alguna bibliografía muy escasa. También era necesario saber si el jefe de “EMSA” daría permiso para ver la máquina porque de ello dependían muchos factores.

2. Introducción

Para el diseño de la máquina briquetadora se ha realizado un estudio del mercado para averiguar la variedad de máquinas que existe en el sector. Se ha observado que es un tipo de maquinaria algo específico y no existen muchos fabricantes y tampoco se encuentra información fácilmente. Básicamente se han estudiado máquinas briquetadoras de “Köppern” y especialmente la máquina que se encuentra en la empresa “EMSA” (Igualada) de fabricación “J.Bonals”.

La máquina de “EMSA” requiere especial atención, ya que es una máquina que se ha podido observar en persona, estudiar su funcionamiento y hablar con el personal (mantenimiento, funcionarios, encargados, etc.) para sacar información realcionada, como podrían ser los problemas típicos, horas de mantenimiento, piezas que fallan más a menudo... También ha sido posible establecer contacto con el ingeniero que ha diseñado la máquina de estudio (J.Bonals).

El proceso de funcionamiento de máquinas de compactación por rodillos es simple, pero requiere una máquina muy resistente y una adecuada selección de materiales. A pesar de la sencillez del funcionamiento, las máquinas estudiadas tenían cierta complejidad. Por ese motivo, uno de los objetivos claves del proyecto, a parte de diseñar una máquina que podría ser real, es simplificar lo máximo posible el diseño de la briquetadora para reducir el mantenimiento y, sobretodo, los costes, tanto sean de fabricación como de mantenimiento.

2.1. Objetivos del trabajo

El objetivo principal del proyecto es diseñar una máquina que pueda existir en realidad, pero conjuntamente se han establecido otros objetivos que hacen posible cumplir con el objetivo principal:

- Simplificar el diseño de la briquetadora en la medida de lo posible siempre y cuando no perjudique el buen funcionamiento de la máquina.
- Crear una máquina universal que sea capaz de compactar una amplia gama de materiales en polvo sin necesidad de modificaciones.
- El principal problema de éstas máquinas es la posible fractura de los bordes de las células de briquetas que están grabadas sobre los rodillos de compactación. Diseñar un método práctico de sustitución y mantenimiento de los rodillos.
- Intentar usar elementos normalizados siempre que sea posible y reducir el número de piezas que requieren una fabricación elaborada.
- Calcular la resistencia de los distintos elementos de la máquina para asegurar que aguanta la elevada fuerza de compactación que se genera en los rodillos.
- Optimizar el uso de material para reducir costes de material, que deriva del objetivo anterior ya que un cálculo correcto asegura la resistencia de la pieza y a la vez no la sobredimensiona.
- Realizar el diseño de modo que sea fácil la realización del mantenimiento, procurando que las zonas de mantenimiento común tengan acceso.
- Análisis de posibles accidentes e instalación de elementos de protección adecuados.
- Cumplimiento de las normativas.

2.2. Alcance del trabajo

Con la información obtenida y la posibilidad de hablar con personas que trabajan en el ámbito de ingeniería, junto con la opción de estudiar la máquina en persona, se han alcanzado los objetivos establecidos:

- Máquina relativamente simple, a excepción de algunos elementos contados porque no tenían más remedio.
- Elementos normalizados escogidos adecuadamente y que sean capaces de cumplir con las solicitudes, excepto el reductor que debe ser de fabricación por encargo ya que reductores necesarios para nuestra briquetadora no figuran en los catálogos.
- Cálculo de todos los elementos que están sometidos a algún tipo de carga, se han dimensionado según los resultados. El único elemento resistente que no se ha calculado son los segmentos que llevan las células de las briquetas porque requiere uso de software especializado y no es el objetivo del proyecto.
- Optimización de material de los elementos resistentes, aunque, se presentan piezas que están sobredimensionado pero eso se debe a los criterios geométricos de diseño.
- El montaje se ha pensado para que sea posible su realización, procurando el posterior mantenimiento.
- Todos los elementos giratorios que quedan expuestos al trabajador quedan tapados por protectores y aíslan al trabajador del posible peligro.

En definitiva, hemos conseguido diseñar una máquina simple pero a la vez resistente y que cumple con la función predeterminada. El presupuesto no era el objetivo principal del trabajo y no se ha centrado mucho en la reducción de costes, pero siempre que ha sido posible se han reducido al mínimo posible los costes de fabricación, aunque, al final la máquina resulta ser de presupuesto elevado.

3. Características de la máquina

La briquetadora diseñada tiene las siguientes características:

Denominación	Valor
Fuerza de compactación máxima (kN/cm)	80
Largada de rodillos (mm)	300
Diámetro de rodillos (mm)	500
Producción nominal (briquetas/hora)	187200
Potencia del motor (kW)	160
Potencia del motor de la central hidráulica (kW)	22
Velocidad nominal de giro de los rodillos (rpm)	13
Relación motor – reductor (i)	115
Consumo de potencia (kW·h)	182
Presión de trabajo (bar)	482
Peso de la máquina (tn)	10

Figura 3.1. Tabla de características de la máquina (Fuente: propia)

La fuerza de compactación aplicada sobre los rodillos, al igual que la velocidad de rotación de éstos rodillo, se puede variar con la ayuda del panel de control de la máquina dependiendo del material en polvo usado y del producto final deseado.

El volumen de las briquetas es de $V = 20 \text{ cm}^3$ que, dependiendo del material usado en la formación de briquetas y de su densidad, se obtienen masas diferentes para la producción por hora. La producción de briquetas varía en función de la velocidad de giro de los rodillos establecida en el panel de control.

4. Funcionamiento de una briquetadora

Hace ya más de 100 años, por primera vez, el polvo de carbono fue convertido en briqueta sólida de forma ovalada mediante el proceso de compactación y, hasta hoy en día, se siguen usando las briquetas como combustible.

La formación de cuerpos sólidos en todas las máquinas compactadoras se basa en el mismo principio de cohesión de partículas del material que se suministra en estado de polvo. En general, dependiendo de la máquina que se usa esa fuerza de compactación será proporcionada por un pistón, que se mueve dentro de la camisa y comprime el producto en polvo, o por un sistema de dos rodillos giratorios, que comprimen el polvo del material cuando éste pasa entre los dos rodillos.

En nuestro proyecto el sistema usado para la formación de briquetas consiste en dos rodillos de compactación. Como muestra la imagen, el producto en polvo es conducido hasta la superficie de los rodillos. La alimentación de la máquina puede realizarse, ya sea mediante gravedad del peso propio del material a compactar a través de la tolva de alimentación, o con la ayuda de un husillo de alimentación. Normalmente, el método de alimentación depende de las características del polvo del material. Al pasar el polvo entre los dos rodillos, que ejercen una fuerza de compresión elevada el uno respecto al otro, las partículas del material cohesionan. En el momento de cohesión de partículas se genera calor y se forma una masa sólida, que al salir de la compactadora obtiene forma de briqueta sólida. El producto sólido obtenido se acerca mucho, en propiedades mecánicas, al material sólido natural, aunque, estos parámetros se pueden variar modificando los valores de la máquina en el panel de control. Las briquetas que van saliendo de la máquina se envasan, mientras que el polvo y los pequeños fragmentos se reciclan para poder ser utilizados en el proceso de nuevo.

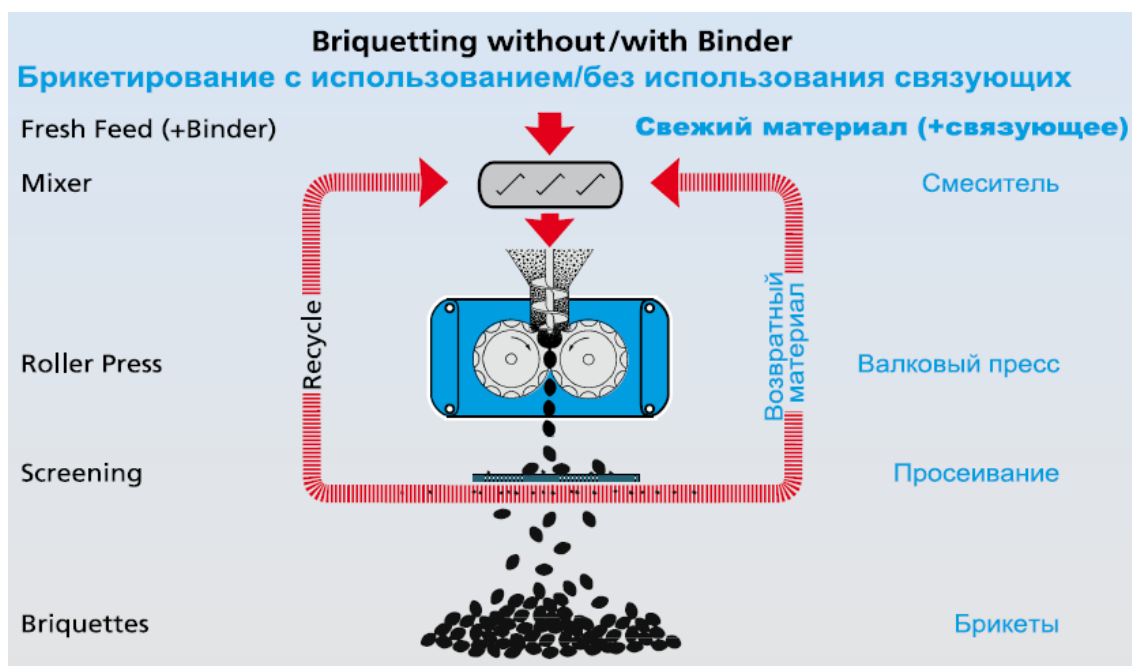


Figura 4.1. Proceso de fabricación de briquetas (Fuente: Köppern)

A veces es necesario añadir aglutinante al producto en polvo para que sea capaz de cohesionar y pasar a estado sólido, pero esto depende del material usado.

Existen dos tipo de procesos para la formación de briquetas, en caliente y en frío:

- El método en caliente consiste en alimentar la máquina con el material incial que se encuentra entre 250 – 800 °C. Por ese motivo, los elementos de la máquina requieren sisteemas de refrigeración y materiales resistentes a elevadas temperaturas. El diseño de máquinas para dichos procesos debe realizarse por personal altamente cualificado con experiencia en el sector.
- El método en frío usa material de alimentación por debajo de los 100 °C que puede estar mezclado con aglutinante, o no, para mejorar la formación de briquetas en material con capacidad de adhesión baja.

La fuerza de compactación necesaria se genera gracias a un sistema hidráulico donde los cilindros hidráulicos empujan uno de los rodillos para que presione contra el otro. Los valores necesarios de fuerza de compactación para diferentes materiales se muestra en la tabla siguiente:

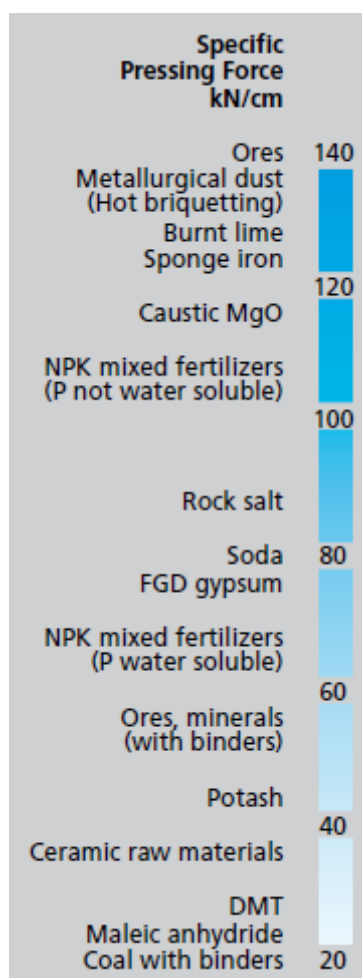


Figura 4.2. Fuerza de compresión por unidad de longitud (Fuente: Köppern)

Entre los dos rodillos existe una pequeña separación por donde pasa el material en estado de polvo y se somete a elevada fuerza de compresión, y como consecuencia de compactarse 1,5 – 3 veces, el material obtiene forma de cuerpo sólido.

Uno de los rodillos se encuentra fijo, mientras que el otro es un rodillo móvil (sobre el que se aplica la fuerza de presión) y tiene un cierto margen de desplazamiento para la seguridad (en caso de que entren objetos sólidos de tamaño considerable).

El par que requieren los rodillos para comprimir el material viene proporcionado por un motor eléctrico a través de un reductor, que se une con los rodillos mediante acoplamientos.

El ámbito de aplicación de máquinas compactadoras es muy amplio y recoge sectores como:

- Industria química.
- Industria de sector de materia prima.
- Industria relacionada con combustibles sólidos.
- Carbono.
- Reciclaje de residuos (gran importancia).
- Etc.

5. Estudio previo de las alternativas

Investigando el tema de máquinas compactadoras y los procesos de formación de briquetas nos hemos dado cuenta de que las fuentes de información correspondientes son muy escasas y la información que proporcionan es muy pobre. Por ese motivo se ha tomado la decisión de buscar empresas cercanas que pueden estar relacionadas con el tema de compactación y formación de briquetas para poder estudiar con más detalle el funcionamiento de dichas máquinas. A parte, hemos seguido investigando y buscando información en recursos de lengua extranjera (en este caso el ruso) y se ha hallado documentación de interés que ha ayudado mucho en la toma de decisiones en el diseño y solución de problemas. Cabe destacar, que el diseño de nuestra máquina briquetadora ha recibido mucha influencia por parte del fabricante “Köppern”. “Köppern” es, probablemente, la empresa más importante en el sector de compactación, briquetaje y segmentación/trituración (los tres procesos siguen el mismo principio de presión entre dos rodillos). “Köppern” lleva más de 100 años fabricando maquinaria industrial de todo tipo de potencias y pesos, empezando por máquinas que tienen rodillos de compactación de 300 mm de diámetro y acabando con rodillos de 1500 mm e incluso hasta más de 2000 mm. Debido a su importancia y a la experiencia en el sector, será útil prestar atención a sus máquinas.

5.1. Briquetadora “J. Bonals”

La briquetadora BC450 de “J. Bonals” es la máquina de nuestro estudio y la principal fuente de información física (se puede ver la máquina en metal). El análisis de funcionamiento y del proceso de fabricación de briquetas se ha realizado basándose en ésta máquina.

5.1.1. Fuentes de información

Como se había comentado anteriormente, ha sido posible establecer contacto con la empresa “EMSA” ubicada en Igualada que usa compactadoras de “J. Bonals”. La empresa dió permiso para ver la máquina y hacer visitas periódicas, si es necesario. El personal de la empresa ha facilitado toda la información posible, en la medida de lo permitido. También se han hecho consultas a los mecánicos que realizan el mantenimiento para averiguar cuáles son los puntos que requieren más atención, qué piezas suelen fallar y qué elementos se sustituyen habitualmente entre otras cosas. Gracias a la ayuda de los mecánicos se ha logrado completar y mejorar el manual de mantenimiento.

Más adelante, con la ayuda de los encargados de la empresa ha sido posible contactar, directamente, con la fábrica “J. Bonals” y hablar con el ingeniero que diseñó la compactadora de estudio. Se han hecho varias visitas a la fábrica “J. Bonals” para hablar con el ingeniero y hacer algunas consultas respecto la máquina que estamos diseñando. Gracias al ingeniero de “J. Bonals” ha sido posible familiarizarse con el trabajo que realizan los ingenieros en general, estudiar las pautas que siguen y comprender aspectos de la vida real de un trabajo de ingeniería para la realización de proyectos.

Con toda esta información y contando con las consultas de personas que tiene experiencia en el sector hemos sido capaces de comprender, más detalladamente, el funcionamiento de las máquinas briquetadoras y del proceso de obtención de briquetas.

5.1.2. Características básicas

Las características básicas se han tomado a partir de los elementos que se han podido ver en la propia máquina y consultando el panel de control.

5.1.2.1. Parámetros geométricos

Las dimensiones que son de nuestro interés son las que están relacionadas con los rodillos de compactación. El diámetro de los rodillos es de unos 420 mm y la largada de trabajo (zona con células) es de aproximadamente 20 mm. De lo que se ha podido observar, el rodillo móvil se desplaza en un intervalo de hasta 5 milímetros sin llegar a superarlo.

5.1.2.2. Motor principal

El motor principal usado es de marca “ABB”. Es un motor trifásico de 30 kW de potencia de 1500 rpm, brida $\varnothing 400$, tamaño 200L, ejecución B5 380/660V con protección IP – 65 sonda PTC.

5.1.2.3. Reductor

Se usa un reductor de “Talleres Jordá” modelo JIV MRT3 – 280 con una relación de transmisión $i = 100$ que ya está preparado para acoplar con el motor principal.

5.1.2.4. Sistema hidráulico

La estación hidráulica que está instalada en la máquina es del fabricante “Hidrocar” modelo U030A19N. Con un volumen de 2,6 litros y presión máxima de trabajo de 190 bar a 20 °C. El motor eléctrico que se usa para bombear el aceite es de 5,5 kW.

5.1.2.5. Sistema de alimentación

El motor usado es de “ABB” con una potencia de 7,5 kW 1500 rpm tamaño 132, ejecución B5 380/660V con nivel de protección IP – 65 sonda PTC.

El reductor es de “Talleres Jordá” modelo JIV MRT2 PB – 125 SHE con una relación de transmisión de $i = 29,61$ que tiene un eje de salida hueco de diámetro $\varnothing 55$.

5.1.2.6. Material en polvo

En “EMSA”, mayoritariamente, compactan materiales en polvo de cloruro de amonio (NH_4Cl) y de carbonato de sodio (Na_2CO_3). También, raramente, trabajan con hidróxido de potasio (KOH) que es muy corrosivo. El hidróxido de potasio es una fuerte base que se usa en la producción de jabón. El cloruro de amonio es una sal que tiene uso de fundente en metalurgia, en medicina debido a su capacidad de mantener el pH y también en alimentación entre otros. El carbonato de sodio es una sal empleada en la metalurgia para tostar el cromo y disminuir el contenido del azufre y fósforo de la fundición y del acero.

5.1.2.7. Parámetros del panel de control

Consultando el panel de control se han tomado los siguientes datos relacionados con los dos materiales básicos de uso:

Parámetro	Cloruro de amonio	Carbonato de sodio
Velocidad de alimentación (rpm)	42	35
Velocidad de rodillos (rpm)	9	5
Presión lateral (bar)	50	50
Presión de rodillos (bar)	130	150
Fuerza lateral (kN)	4	3,8
Compresión rodillo (kN)	450 - 550	550 - 650

Figura 5.1. Datos del panel de control (Fuente: propia)

Los parámetros de funcionamiento de la briquetadora se basan en las propiedades del material a compactar. Tal y como nos ha explicado el ingeniero de “J. Bonals” los parámetros, como la velocidad de rotación de los rodillos y la fuerza de compactación (dos criterios fundamentales en formación de briquetas), se obtiene de forma experimental en laboratorios especialmente equipados y son particulares de cada material. Jugando con estos dos criterios se puede obtener un producto final de buena calidad, con más densidad y dureza, a cambio de producción por hora que disminuirá. Sin embargo, si aumentamos la velocidad de rotación sin variar la velocidad, existe el peligro de obtener una briketa de baja densidad o incluso no formar cuerpo sólido. Esto pasa cuando al material no le da tiempo suficiente de cohesionar sus partículas y no se produce adhesión suficiente. El éxito reside en encontrar una relación entre la velocidad de rotación de los rodillos y la fuerza de compactación de modo que se obtenga el punto más óptimo de producción y calidad. La relación más óptima se consigue experimentalmente basándose en las propiedades fisicoquímicas del material en polvo.

5.1.2.8. Problemas comunes

A partir de las consultas realizadas a diferentes empleados de “EMSA”, incluso personal de mantenimiento, nos hemos informado de los problemas más comunes que pueden padecer sus máquinas y las averías que tiene lugar más habitualmente. Resulta el problema más importante, y el más abundante, es fracturación de las paredes de moldes (células) de los rodillos de compactación. Esas fracturas suceden más rápidamente cuando se usa algún material corrosivo (por ejemplo hidróxido de potasio). A pesar de que los moldes estén bañados en cromo siguen fracturándose. Como que el producto usado se encuentra en estado de polvo existe el riesgo de penetración de dicho polvo en los diferentes elementos de la máquina, cosa que puede influir en el buen funcionamiento de ésta o incluso provocar una avería. Por lo que hace referencia al resto de elementos activos de la máquina (rodamientos, motores, etc.), no han habido problemas. El único elemento comercial que se tiene que sustituir periódicamente es el acoplamiento elástico de muelle, porque con el paso del tiempo el muelle metálico del interior del acoplamiento pierde su elasticidad y las demás propiedades mecánicas.

5.1.3. Partes principales

En este apartado se explica como es la máquina compactadora, se indican las peculiaridades, las ventajas y los posibles inconvenientes.

Las fotografías siguientes muestran el plano general de la máquina:



Figura 5.2. Máquina compactadora de "J. Bonals" (Fuente: propia)

La máquina está formada por las siguientes partes básicas:

- **Tolva de alimentación (2)** → Tolva que alimenta la máquina con el material en polvo. Dispone de un husillo de alimentación que ayuda a fluir el producto y realiza la función de precompactación del polvo. El husillo es accionado por un motorreductor (1). El sistema de alimentación dispone de un contrapeso (3) para equilibrar el peso de la tolva de alimentación (2) cuando ésta se aparta de la boca de alimentación de la máquina al hacerla girar sobre una columna.
- **Sistema hidráulico (4)** → Sirve para generar presión en los cilindros hidráulicos (en el otro lado de la máquina) que transmiten la fuerza de compactación a los rodillos. Está formado por un depósito, válvulas, manómetros y un motor eléctrico. También acciona los cilindros de unas placas laterales, que presionan el material dentro de la máquina, y el cilindro hidráulico de la columna que sostiene la tolva de alimentación.
- **Reductor (5)** → Reductor de ejes paralelos une el rodillo fijo con el motor. Su función es reducir la velocidad de giro del rodillo aumentando el par transmisible. El eje de entrada del reductor se une mediante un acoplamiento rígido al eje del motor.
- **Acoplamiento elástico (6)** → Es un acoplamiento elástico de muelle que permite absorber vibraciones y pequeñas desviaciones en el eje, a la vez que favorece un arranque suave del rodillo. El acoplamiento se une al eje del rodillo fijo del módulo de compactación, en éste eje se encuentra una rueda dentada que engrana con la rueda dentada del rodillo móvil. Las dos ruedas dentadas tienen un módulo alto lo que les permite tener mayor juego con lo que se consigue el desplazamiento lineal del rodillo móvil. Las ruedas dentadas se fijan a los ejes con dos chavetas mediante casquillo autocentrante (SIT 180x235 tipo 3A) que permiten alinear los dientes de los engranajes de tal modo que las células de los rodillos queden sincronizados a la hora de compactar el material. Todos los elementos que se encuentran en movimiento o giran están tapados por elementos de protección.
- **Módulo de compactación (7)** → La parte esencial de cualquier máquina compactadora. En ese módulo se realiza la compactación del material en estado de polvo y se obtiene

el producto sólido que cae por gravedad. Contiene los dos rodillos de compactación (fijo y móvil), los alojamientos de los rodamientos (4 en total) y en la parte opuesta a la mostrada en la imagen aparecen los cilindros hidráulicos (2 en total) que empujan los alojamientos del rodillo móvil. También dentro del módulo existen unas placas laterales que, mediante la presión de unos pistones hidráulicos, comprimen el polvo por los lados disminuyendo de ese modo las posibles pérdidas por los laterales de los rodillos de compactación. Todos estos elementos se recogen en una especie de caja que forma la estructura base. Ésta caja es rígida y no se desmonta fácilmente. Para realizar el mantenimiento o sustituir los rodillos es necesario destornillar las uniones y desmontar la caja viga por viga.

- **Chasis (8)** → Sostiene todos los elementos de la máquina y sirve de base. Está formado por vigas normalizadas (IPN y HEB) unidas mediante soldadura y uniones atornilladas.

Dentro de los puntos fuertes de la briquetadora “Bonals” podemos especificar: el tamaño, relativamente, reducido de la máquina debido al diseño; un diseño simplificado que permite reducir los costes de fabricación y de mantenimiento, por ejemplo, el módulo de compactación que consiste en una caja montada a partir de barras dentro de la cual se encuentran los alojamientos prismáticos con los rodillos; la transmisión de movimiento giratorio entre los dos rodillos se realiza mediante un engranaje de dientes rectos, una solución bastante simple y práctico que permite una sustitución y mantenimiento rápidos; el hecho de usar un engranaje entre los dos rodillos de compactación permite usar un único acoplamiento elástico que une el reductor y el eje del rodillo; el husillo de alimentación dispone de un sistema que permite elevarlo sobre la boca de alimentación mediante el cilindro hidráulico sobre el que está instalado y alejarlo de ésta para poder hacer el desmontaje de la máquina; el uso de un reductor de ejes paralelos con un único eje de salida permite seleccionarlo de fabricantes de reductores estandarizados.

Hablando de los puntos débiles, podemos centrarnos en: el módulo de compactación, a pesar de ser simple, requiere un desmontaje total de la máquina para poder extraer los rodillos de compactación; el husillo de alimentación dispone de un sistema que permite alejarlo de la boca de alimentación y, dicho sistema junto con su contrapeso resulta ser algo complejo e innecesario; la transmisión de movimiento giratorio entre los dos tambores de compactación realizada mediante un engrane parece no tan segura debido al movimiento del rodillo móvil, a pesar de que los engranajes permite cierto juego la separación de los rodillos resulta ser muy limitada y, al ser una constante oscilación del rodillo móvil, el desgaste de los dientes de las ruedas dentadas aumenta considerablemente.

En conclusión, a pesar de que el diseño de la briquetadora “Bonals” es muy simple, el mantenimiento, desmontaje y la sustitución de piezas resulta bastante complicada y requiere mucho tiempo invertido, hecho que conlleva un aumento de costes de mantenimiento.

5.2. Briquetadoras “Köppern”

Como que todas las briquetadoras siguen el mismo principio de compactación serán semejantes a la hora del diseño. El método de funcionamiento sigue siendo el mismo que en el apartado anterior: existen dos rodillos (uno fijo otro móvil) que comprimen el material que pasa por el medio. Los rodillos son accionados por un motor eléctrico mediante un reductor unido a un acoplamiento.

5.2.1. Fuentes de información

En este caso la única fuente de información es el Internet. A diferencia del caso anterior, la información que se puede obtener no será de carácter técnico (información detallada sobre las dimensiones, geometría, etc.) sino, más bien, de carácter comercial. El fabricante facilita información muy básica, como la fuerza de compactación, diámetro de los rodillos, potencia del motor... Aunque en realidad, no es necesario disponer de más información para solucionar las dudas que se van encontrando. La información más importante que hemos obtenido a partir de los recursos de “Köppern” ha sido la solución de problemas y aceptación de decisiones de diseño que pueden solucionar o disminuir la influencia de éstos problemas.

5.2.2. Características básicas

No nos vamos a centrar en las características de algunas máquinas concretas ya que “Köppern” fabrica una gama muy amplia de briquetadoras, dependiendo del material a compactar y de las necesidades del cliente. Comentaremos brevemente las posibles configuraciones de máquinas briquetadoras de “Köppern”.

En la tabla siguiente se muestran los diferentes modelos de briquetadoras junto con sus propiedades más relevantes:

Press Type	тип прессов	22	40	52	60	72	84	92	500
Roller-Ø	Валки-Ø mm	300							
	500								
	650								
	750								
	1000								
	1400								
max. Pressing force kN	Макс. усилие прессования	400	1400	2300	2900	4300	5600	6400	7600
Feeder systems	Питатель материалов								
Gravity feeder	Гравитационный питатель								
Screw feeder	Шнековый питатель								
Distributor pan	Гравитационный питатель								

Figura 5.3. Modelos de briquetadoras “Köppern” y sus características (Fuente: Köppern)

Dependiendo del modelo el diámetro de los rodillos varia de 300 a 1400 milímetros. A medida que aumenta el tamaño de los rodillos crece la fuerza de compactación que pueden ejercer sobre los rodillos y varia desde los 400 a 7600 kN como fuerza máxima.

El fabricante no ofrece más datos sobre su producto, como podría ser la potencia del motor eléctrico, presión de trabajo, velocidad de rotación de los rodillos, etc.

5.2.3. Partes principales

En la imagen se muestra uno de los modelos de las máquinas briquetadoras que fabrica “Köppern” y en la que está inspirado el diseño de nuestra máquina:



Figura 5.4. Briquetadora tipo 72/10 con alimentación por gravedad (Fuente: Köppern)

Básicamente, la composición de la presente máquina tiene pocas diferencias con la briquetadora del apartado anterior. Sigue teniendo los dos rodillos de compactación (fijo y móvil) instalados en el módulo de compactación. La caja del módulo de compactación es muy semejante y realiza la misma función de mantener los alojamientos con los rodillos pero algunas variaciones que se comentarán más adelante.

La figura siguiente muestra la distribución de las partes esenciales de la briquetadora:

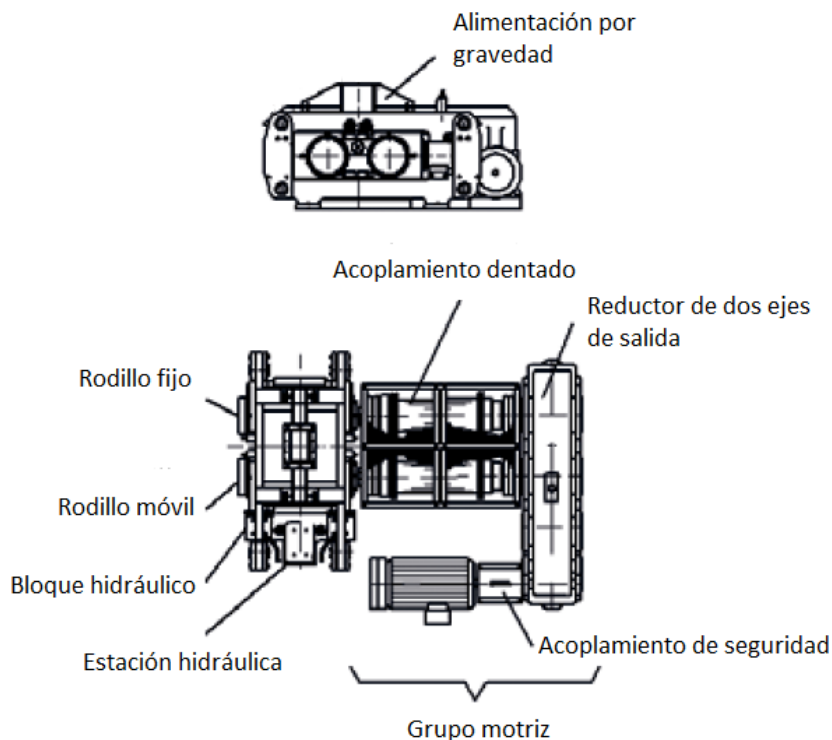


Figura 5.5. Partes principales de una briquetadora Köppern (Fuente: Köppern)

Será más fácil y claro comentar las diferencias que existen con la máquina de “J. Bonals” ya que muchas de las partes son, prácticamente, idénticas:

- **Caja del módulo de compactación** → Cuando hablamos de caja nos referimos a la estructura base que recoge los alojamientos junto con los rodillos de compactación. La caja está diseñada de tal modo que permite desplegar las vigas laterales para sacar los alojamientos junto con los rodillos por los laterales de la máquina como muestra la imagen siguiente:

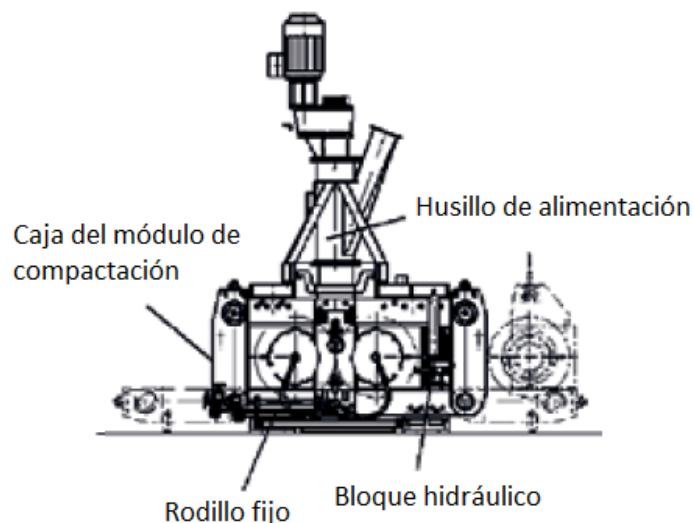


Figura 5.6. Caja desplegable de briquetadora Köppern (Fuente: Köppern)

- **Acoplamiento dentado** → Las máquinas Köppern usan acoplamientos elásticos dentados para cada uno de los ejes (2 en total). Este tipo de acoplamientos permiten transmitir pares muy elevados y gracias a la forma de los dientes obtiene una buena capacidad de desalineación y absorción de vibraciones. La capacidad de desalineación angular permite desplazarse al rodillo móvil con cierto margen sin dañar el acoplamiento y otros elementos de la máquina.
- **Reductor** → El reductor usado debe ser de dos ejes de salida, un eje para cada acoplamiento. Esto se ha hecho para sincronizar con más exactitud los rodillos de compactación. En las máquinas de Bonals se usaban ruedas dentadas instaladas en los mismos rodillos, cosa que limitaba el desplazamiento lineal del rodillo móvil. Este tipo de reductores, normalmente, no se encuentran en catálogos y se fabrican por encargo según las especificaciones solicitadas por el cliente.
- **Acoplamiento de seguridad** → Este tipo de acoplamientos limita el par transmisible en caso de sobrecargas. Debido al elevado coste de éstas máquinas, sobretodo costes de los rodillos, es muy útil instalar acoplamientos de seguridad para no dañar las piezas.

Existen otras diferencias pero no son tan relevantes y en ocasiones son insignificativas.

5.2.4. Moldes

Igual que en muchas otras máquinas, Köppern fabrica sus rodillos con los moldes de células para las briquetas de diferentes configuraciones. Las más usadas son:

- **Anillos de acero** → Las células se graban en unos anillos de acero que se fijan sobre los ejes de los rodillos mediante ajuste por contracción (inducción).

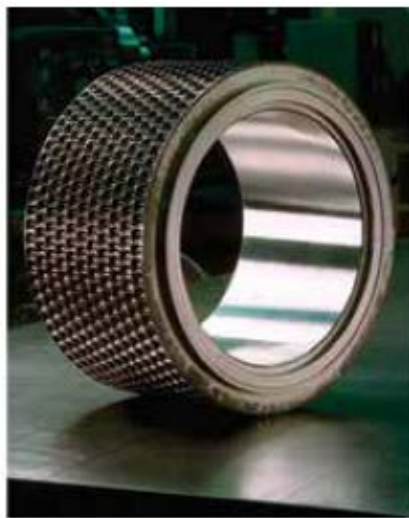


Figura 5.7. Molde en forma de anillo (Fuente: Köppern)

- **Ejes monobloques con superficie perfilada** → Los ejes se fabrican con el rodillo de compactación de modo que forman una única pieza. Las células se mecanizan en la superficie del eje, que es el rodillo al mismo tiempo.



Figura 5.8. Ejes monobloques (Fuente: Köppern)

- **Segmentos** → El molde con las células está formado por unos segmentos que cubre toda la superficie del rodillo. Se unen mediante anillos de apriete en los laterales de cada tambor.



Figura 5.9. Molde partido en segmentos (Fuente: Köppern)

5.2.5. Material de los moldes

La empresa “Köppern” ha realizado muchos estudios relacionados con la resistencia de la superficie de los moldes y se ha visto que se produce un desgaste elevado entre las separaciones de las células y las mismas células. En la documentación encontrada se explican brevemente las tecnologías de fabricación de los moldes propia y patentada por “Köppe”:

- **HEXADUR** → Los moldes se fabrican a partir del acero rápido en polvo o compuesto de matriz metálica (MMC) con una elevada resistencia al desgaste.
- **HIBRYDUR** → Fabricación a partir de materiales en polvo según el método de prensado isostático en caliente (HIP) usando carburo de wolframio.
- **RESIDUR** → La superficie del molde se cubre con el polvo del material, obtenido a partir del prensado isostático en caliente (HIP).

Los rasgos positivos de las briquetadoras “Köppern” a destacar podrían ser: diseño de la caja del módulo de compactación que permite una fácil extracción de los rodillos de compactación sin necesidad de desmontaje de la gran parte de la máquina e, incluso, sin desmontar la tolva de alimentación; para los moldes existen varias configuraciones de montaje, entre las cuales presenta gran interés el molde partido en segmentos que permite sustituir los segmentos dañados del rodillo de compactación sin necesidad de desmontar y cambiar rodillo entero; cada rodillo dispone de transmisión propia, lo que asegura una buena sincronización de las células del molde y favorece la seguridad de la transmisión; el sistema hidráulico es bastante simple y se implementa, únicamente, para la generación de presión entre los dos rodillos.

Los rasgos negativos más destacados de dicha briquetadora pueden ser: un diseño más elaborado del módulo de compactación que conlleva un coste adicional; por el hecho de que cada rodillo dispone de transmisión propia se requieren, en total, dos acoplamientos (un acoplamiento para cada rodillo) y un reductor no estándar con dos ejes de salida (de diseño especial).

En definitiva, las briquetadoras “Köppern” resultan ser muy prácticas a la hora de realizar el mantenimiento de los rodillos de compactación y en la sustitución de piezas, que afecta, directamente, a los costes de mantenimiento (los moldes son los elementos más caros) junto con la mayor seguridad de funcionamiento de los distintos elementos. Sin embargo, ese ahorro se ve equilibrado por un diseño más elaborado y el uso de elementos más caros como el reductor de diseño especial y los acoplamientos dentados.

5.3. Otros fabricantes de briquetadoras

En este apartado se comentarán aspectos generales de las máquinas briquetadoras. Se especificarán las configuraciones habituales, métodos de fabricación y elementos usados. También se nombrará la tecnología usada en la obtención de piezas y los materiales seleccionados para cada finalidad.

5.3.1. Fuentes de información

Afortunadamente, existe cierta variedad en Internet de máquinas que se venden pero la información que aportan es muy escasa. Gracias a recursos en otras lenguas, como las investigaciones y enciclopedias en ruso, hemos conseguido ampliar las fuentes de información y solucionar algunas de las dudas que nos han ayudado a tomar decisiones óptimas.

5.3.2. Características básicas

Es habitual especificar las dimensiones de los rodillos de compactación y la fuerza de compactación (dos parámetros esenciales) ya que pueden aportar información aproximada de las dimensiones de la máquina, producción por hora, potencia del motor eléctrico. Ésta información derivada, normalmente, no figura en la ficha técnica de la briquetadora.

A partir de la información encontrada, podemos hacer un resumen de las características más importantes:

- **Geometría de los rodillos** → El diámetro de los rodillos puede variar de 250 a 1400 milímetros (si es necesario puede ser más grande), depende de las preferencias del cliente y no es un valor establecido. El largo de los rodillos puede ir de 40 a 1600

milímetros o más y depende de la producción deseada y del tamaño de las briquetas obtenidas.

- **Presión en los rodillos** → La presión ejercida por los cilindros hidráulicos (puede ser otra forma de generación de presión, por ejemplo neumática) sobre los rodillos de compactación se encuentra en el margen de 1 – 150 kN por centímetro lineal a lo largo del rodillo.
- **Velocidad de rotación de los rodillos** → La velocidad de rotación de los rodillos depende, principalmente, del material en polvo usado en la formación de briquetas. También depende de la producción deseada y de la densidad final obtenida influenciada por la fuerza de compactación, pero son influencias secundarias y menos importantes. En general, la velocidad máxima de rotación no debe superar las 25 revoluciones por minuto.
- **Potencia del motor eléctrico** → Es un parámetro que algunos fabricantes no consideran obligatorio especificar pero es de gran importancia. A partir de las máquinas analizadas se ha observado que la potencia está muy ligada a la fuerza de compactación que se genera en los rodillos y a la geometría del eje ya que dicha fuerza depende de la longitud del tambor. Normalmente se comprende en el intervalo de 5,5 – 200 kW.

5.3.3. Partes principales

Todos los bloques principales se encuentran instalados en una base común llamada chasis. Los bloques principales son:

- Dos rodillos de compactación con células de briquetas grabadas.
- Moldes de briquetas.
- Sistema de alimentación.
- Sistema de presión de los rodillos de compactación.
- Sistema de protección de la briquetadora contra sobrecargas.

5.3.3.1. Sistema de alimentación

El sistema de alimentación puede ser de dos tipos:

- **Gravitacional** → Dispone de una tolva de alimentación por la que entra el producto y baja por la acción de su propio peso y fuerza de gravedad para alimentar la máquina. Normalmente, se usa en materiales en polvo con buena fluidez.
- **Con husillo de alimentación** → En la tolva de alimentación se instala un husillo o tornillo sin fin (o varios) accionado por un motorreductor que empuja el material en polvo hacia la boca de alimentación de la máquina. Se usa en productos que fluyen con dificultad o con intención de realizar una precompactación del material antes de ser compactado por los rodillos.

En cualquiera de los casos, es preciso disponer de un sistema de regulación de la cantidad de material con el cual alimentar la máquina.

5.3.3.2. Rodillos de compactación

Los rodillos, en la mayoría de casos, se encuentran instalados sobre rodamientos autoalineables que eliminan cargas axiales, como podrían ser los rodamientos de rodillos a rótula. Los rodamientos de rodillos a rótula son capaces de resistir elevadas cargas radiales y, además, cargas en las dos direcciones del eje.

En total hay dos rodillos de compactación: uno se encuentra fijo y el otro tiene la capacidad de moverse perpendicularmente al eje. El rodillo móvil tiene un desplazamiento limitado y se mueve en casos de sobrecarga. La velocidad de rotación de los rodillos define el tiempo de compactación de la briqueta, que se traduce en la calidad de la misma.

5.3.3.3. Sistema de prensado

La presión entre los dos rodillos se realiza mediante:

- **Mecánica** → Usando muelles de platillos, previamente pretensados, instalados en cuerpos cilíndricos.
- **Hidráulica** → Usando pistones hidráulicos que generan presión a través del bombeo del aceite en una estación hidráulica.

La presión es ejercida, únicamente, sobre el rodillo móvil. Se emplea un esquema hidráulico doble. Debe dotarse de un sistema de seguridad con un acumulador de nitrógeno para reducir, rápidamente, la presión.

5.3.3.4. Transmisión

El motor eléctrico transmite el par y la velocidad de giro, a través de un reductor, a los rodillos de compactación. Normalmente se usa un único motor acoplado a un único reductor (el reductor puede ser de dos ejes de salida).

Se han encontrado casos de uso de transmisión individual para cada rodillos (dos rodillos – dos motores y dos reductores). También, raramente, se emplea uno o varios motores hidráulicos para transmitir el par.

5.3.3.5. Moldes

La superficie de trabajo de los rodillos de compactación debe resistir muy bien el desgaste y la compresión. Igual en el caso de las máquinas Köppern, los moldes se instalan de diferentes maneras y son, básicamente, tres formas de moldes (anillo, eje monobloque y segmentos):

- Ajuste por contracción o mediante inducción (para el caso de moldes en forma de anillos).
- Ajuste mediante inserción de cuñas (entre el anillo del molde y el eje se deja un cierto espacio para meter elementos en forma de cuña que hacen la función de contracción).
- Mediante anillos de apriete (en el caso de moldes segmentados).
- Mediante tornillos (segmentos).
- Ejes monobloques con superficie perfilada (grabado directamente sobre el eje).

La formación de las células de la briqueta en el molde del rodillo se puede realizar de diferentes maneras:

- Mecanizado por fresado.
- Mecanizado electromecánico (ECM).
- Fundición.

El proceso usado en el recubrimiento de los moldes consiste en disponer el núcleo de acero y recubrir su superficie de otro material:

- *Metal matrix composite* → Base de metal y superficie cubierta de otro metal o no metal.

- *Cermets* → Material compuesto por cerámicos y metales.
- Pulvimetalurgia → Acero rápido para herramientas.
- Método de prensado isostático en caliente (HIP) → Se emplea el wolframio de carburo con una dureza 82 HRC. No deforma la geometría inicial de la pieza y, prácticamente, no calienta la pieza. Se obtiene una rugosidad superficial de entre 2 – 9 micras.
- *Pulsed laser deposition (PLD)* → Bor – Magnesio – Al.

Las briquetadoras consultados son de estructura semejante a las briquetadoras “Bonals” y se parecen mucho en configuración, por lo cual, las ventajas y desventajas de éstas máquinas llegan a ser las mismas que en las briquetadoras “Bonlas”.

5.4. Patentes

Otra alternativa ha sido el estudio de las patentes existentes relacionadas con la compactación de los productos en polvo y con las máquinas briquetadoras en general. Se han consultado recursos como “Google Patents” (<https://patents.google.com>) y “Find Patent” (<http://www.findpatent.ru>), las dos fuentes de información en idioma ruso.

La ventaja de dichas fuentes de información se encuentra en que los autores, en su gran mayoría, están muy familiarizados con el tema, disponen de información específica y formación elevada. Los artículos resultan redactos de una forma muy detallada y justificados coherentemente con demostraciones numéricas incluidas. Casi todas las patentes iban acompañadas de planos, básicamente generales o de algunos bloques en concreto.

Analizando las patentes encontradas (3 en total) ha sido posible entender varias cosas del principio de funcionamiento de las briquetadoras en general y encontrar algunas ideas curiosas que no se encontraban en las máquinas convencionales.

5.4.1. Briquetadora I

La máquina resulta diferenciarse bastante de las briquetadoras vistas hasta ahora. Consiste en dos rodillos móviles ubicados sobre unos ejes principales. Los rodillos pueden realizar movimiento radial (limitado) respecto los centros de los ejes principales. Los rodillos son accionados por cuatro motores hidráulicos, uno en cada lateral del rodillo (dos por rodillo) y la transmisión se realiza mediante engranajes de ruedas dentadas de dientes rectos, también un engranaje en cada lateral del rodillo. La presión entre los dos rodillos se genera gracias a unos pistones hidráulicos que hay en cada lado de la máquina.

La imagen siguiente muestra la vista general de la máquina y sus principales componentes:

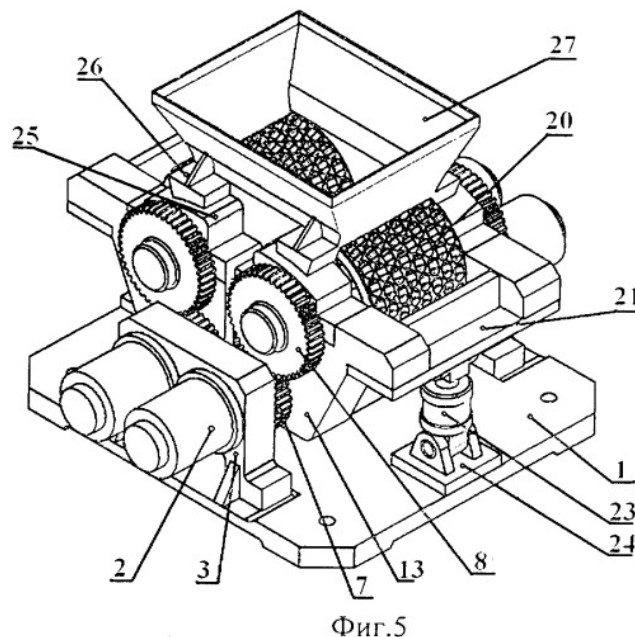


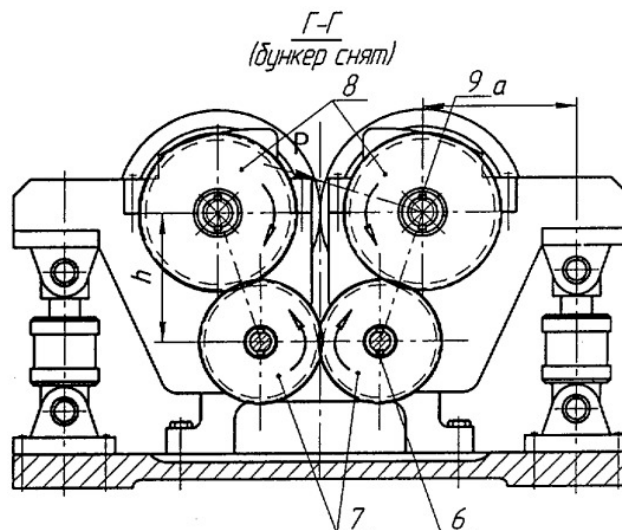
Figura 5.20. Vista general de la briquetadora I (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

Las partes principales de la máquina son:

- **Rodillos (20)** → En total dos rodillos móviles fijados sobre un eje que va paralelo al eje principal de cada rodillo. El movimiento de los rodillos es rotacional respecto el eje principal, de modo que la separación entre los rodillos aumenta cuando éstos se “abren” hacia los laterales de la máquina.
- **Boca de alimentación (27)** → La tolva de alimentación se ubica sobre unos apoyos por encima de los rodillos y tiene la capacidad de deslizarse por los apoyos mencionados ya que los rodillos se mueven y, constantemente, se abren y se cierran.
- **Apoyos para la tolva (25)** → Apoyos sobre los que se deslizan los soportes de la tolva de alimentación.
- **Soportes de la tolva de alimentación (26)** → Soportes que deslizan sobre los apoyos y aguantan la tolva de alimentación.
- **Alojamiento (13)** → Alojamiento para los ejes principales y los ejes de los rodillos que forma una estructura sólida. Cada rodillos se encuentra fijado en un alojamiento por separado, de mdo que se forman dos mitades de la máquina.
- **Soporte para los motores hidráulicos (3)** → Fijan los motores hidráulicos en la posición deseada.
- **Motores hidráulicos (2)** → Accionan los rodillos de compactación a través de engranajes (ruedas 7 y 8). Los motores hidráulicos son capaces de transmitir pares muy elevados a baja velocidad de giro, como consecuencia no requieren un reductor.
- **Rueda dentada del eje principal (7)** → Rueda dentada de dientes rectos acoplada al eje principal.
- **Rueda dentada del eje del rodillo (8)** → Rueda dentada de dientes rectos acoplada al eje del rodillo.
- **Soporte del pistón hidráulico (24)** → Mantiene fijo el pistón hidráulico con la posibilidad de realizar movimiento rotacional.
- **Pistones hidráulicos (24)** → Mediante la fuerza de empuje presiona los rodillos de compactación.

- **Pieza de empuje (21)** → Dicha pieza recibe la fuerza de empuje proveniente del cilindro hidráulico y la transmite al alojamiento generando, de ese modo, la fuerza de compactación en los rodillos mediante la “palanca”.

La siguiente imagen muestra el engrane de las ruedas dentadas 7 y 8, y sus correspondientes sentidos de giro:

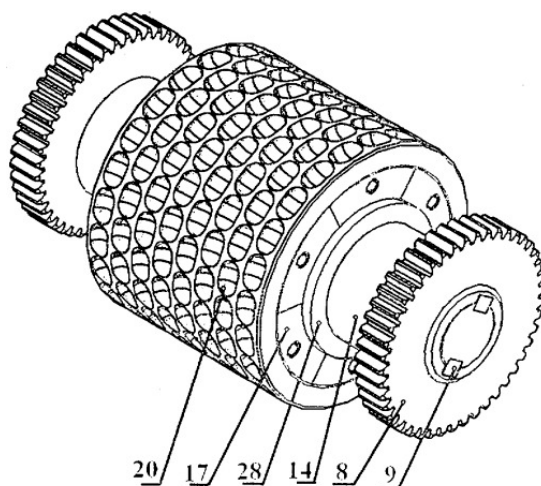


Фиг.3

Figura 5.31. Engranajes de la briquetadora I (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

Los engranajes del eje principal (7) reciben el movimiento giratorio del motor hidráulico y se encuentran engrandados entre ellos para garantizar la sincronización de giro de los dos rodillos de compactación y de las células de los moldes. Al mismo tiempo, se encuentran engranadas las ruedas 7 y 8 para transmitir el movimiento giratorio proveniente del motor hidráulico.

Es interesante la instalación del molde sobre el eje del rodillo de compactación. La imagen siguiente muestra las partes básicas del bloque del rodillo de compactación:



Фиг.6

Figura 5.42. Bloque del rodillo de compactación briquetadora I (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

Las partes básicas del bloque del rodillo de compactación son:

- **Eje del rodillo (14)** → Eje que va en paralelo con el eje principal y sostiene el rodillo de compactación con las ruedas dentadas.
- **Molde de células (20)** → En forma de anillo de acero, se fija en el eje mediante contracción gracias a elementos de cuña.
- **Elementos de cuña (17)** → Se introducen entre el anillo de acero del molde y el eje del rodillo, y gracias al pretensado de los tornillos que hay en el centro de cada elemento se consigue el efecto de contracción.
- **Anillo distanciador (28)** → Anillo que separa el tambor de compactación del rodamiento que va instalado sobre el eje.
- **Rueda dentada (8)** → Rueda dentada de dientes rectos que recibe el movimiento y el par del motor hidráulico. En total dos ruedas dentadas por tambor.
- **Chavetas (9)** → Dos chavetas paralelas por cada rueda dentada para asegurar la transmisión del par requerido.

De puntos fuertes que se han visto cabe destacar: el sistema de compactación de los rodillos que resulta ser simple y simétrico; el uso de motores hidráulicos que son capaces de transmitir grandes pares a velocidades muy bajas lo que permite eliminar el reductor y reducir el tamaño de la máquina; el sistema de fijación del anillo del molde sobre el eje de rodillo de compactación permite un montaje/desmontaje fácil (sin necesidad de equipo especial) y práctico.

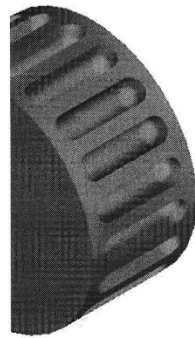
Las complicaciones que se han hallado son: el uso de motores hidráulicos no es tan común como el de motores eléctricos y, además, se requieren varios motores hidráulicos para ésta briquetadora; la fijación de una boca de alimentación deslizante resulta un poco problemática y nada seguro, cosa que, dificulta mucho la instalación del husillo de alimentación (si es necesario) o de una tolva de alimentación; el hecho de disponer de varios motores hidráulicos y varios cilindros hidráulicos hace que se necesite una central hidráulica más potente con un circuito hidráulico más complejo.

En conclusión, la configuración de la briquetadora I es original y poco común en comparación con las máquinas del mercado actual, pero resulta ser poco práctico y complejo en el sistema hidráulico. Por otro lado, el sistema de fijación del anillo del molde sobre el eje del rodillo de compactación parece ser muy práctico y simple, aunque, algo costoso en tiempo y horas de trabajo invertidas.

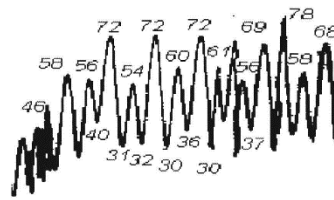
5.4.2. Briquetadora II

La siguiente patente no se trata del diseño de una briquetadora sino del diseño y de la distribución de las células en el molde del rodillo de compactación. El autor afirma haber realizado un estudio sobre el comportamiento del momento torsor aplicado sobre los rodillos de compactación en diferentes distribuciones de las células del molde.

La imagen siguiente contiene un gráfico que muestra la variación del momento torsor requerido a lo largo del tiempo para una distribución de células en paralelo:



Фиг.1



Фиг.2

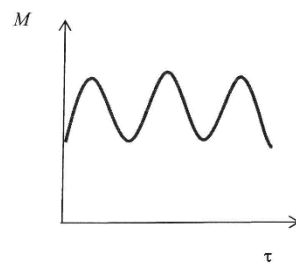


Figura 5.53. Comportamiento del par en células paralelas (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

Se puede observar que el momento torsor requerido en los rodillos de compactación va oscilando, generando el efecto de fatiga que puede resultar dañino para las piezas de la máquina sobretodo en los elementos de transmisión (ejes, acoplamientos, motor).

El experimento que realiza el autor del artículo consiste en colocar las células del molde de tal manera para que se elimine la oscilación del para necesario y se obtenga un momemto torsor constante. La imagen siguiente muestra la inclinación óptima de las células para estabilizar el momento torsor:

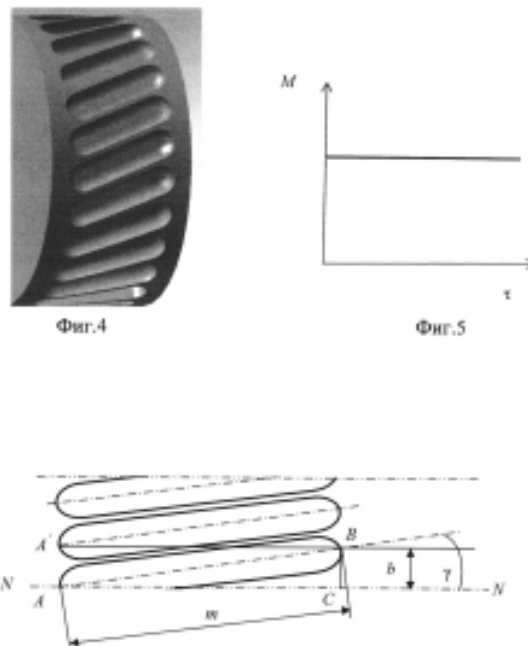


Figura 5.64. Comportamiento del par en células inclinadas (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

A partir de la geometría de la célula y con la ayuda de las fórmulas facilitadas por el autor se puede determinar el ángulo óptimo para que el momento torsor requerido sea lo más constante posible.

La idea era adaptar la teoría expuesta en el artículo al diseño de nuestra briquetadora pero, como se verá más adelante, no ha sido posible debido a la estructura del molde partido en segmentos.

5.4.3. Briquetadora III

Éste artículo se trata del diseño de los rodillos de compactación, que es el grupo esencial y más importante de la máquina, pero no de la briquetadora completa. El diseño de los rodillos de compactación se centra en el uso de moldes partidos en segmentos que se fijan al eje del rodillo mediante unos aros de fijación.

La imagen siguiente muestra la vista general del rodillo de compactación:

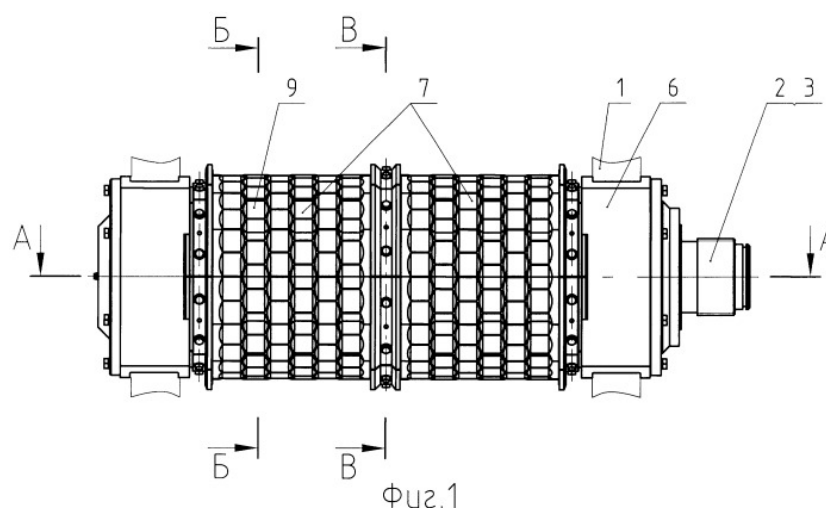


Figura 5.75. Rodillo de compactación (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

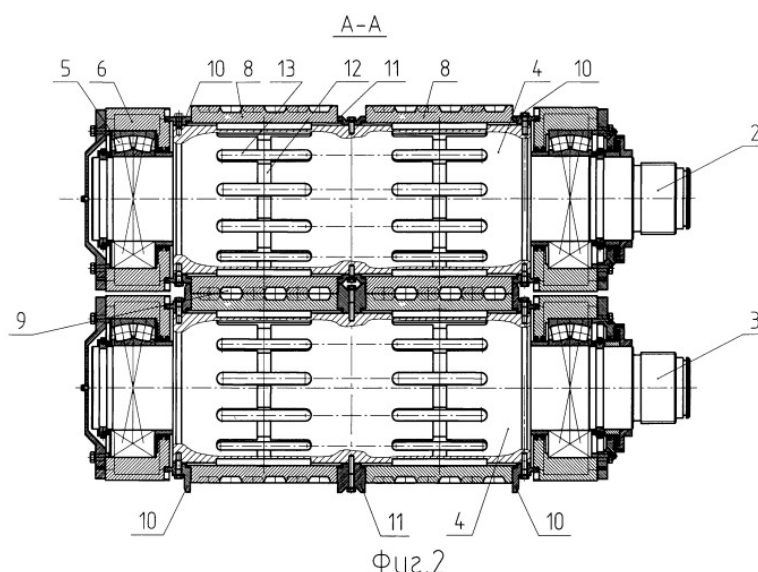


Figura 5.86. Rodillos de compactación en corte A – A (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

El eje del rodillo (2 y 3) va montado sobre unos rodamientos (6) fijados en los alojamientos (1). Sobre el eje del rodillo se disponen los moldes (7) que se dividen en segmentos (9), los cuales se fijan mediante unos aros de fijación (10 y 11) pretensados con tornillos. Cada segmento queda colocado sobre el eje del rodillo con una chaveta (13) que permite resistir el par necesario aplicado sobre el molde. Los aros de fijación realizan la función, puramente, de fijar los segmentos en sus correspondientes posiciones (no pueden transmitir momento torsor) y se dividen en aros laterales (10) y aros centrales (11).

Las siguientes imágenes muestran la distribución de los segmentos a lo largo del perímetro del eje del rodillo de compactación y la distribución de los aros de fijación a lo largo del diámetro del rodillo, respectivamente:

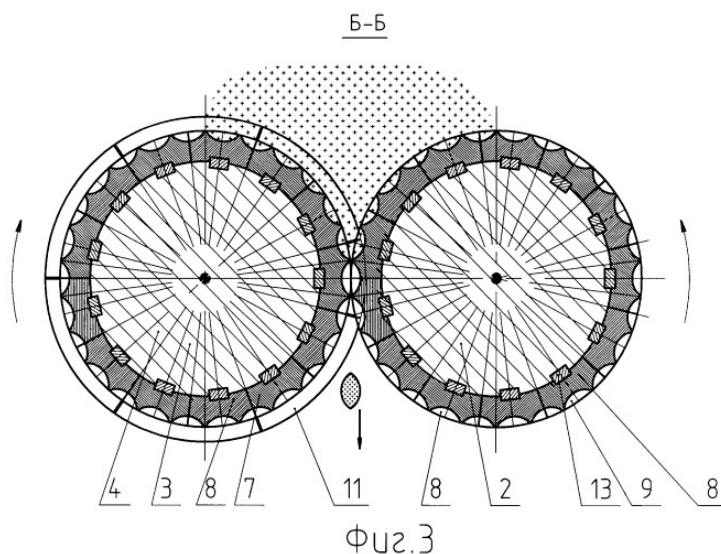


Figura 5.97. Distribución de segmentos (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

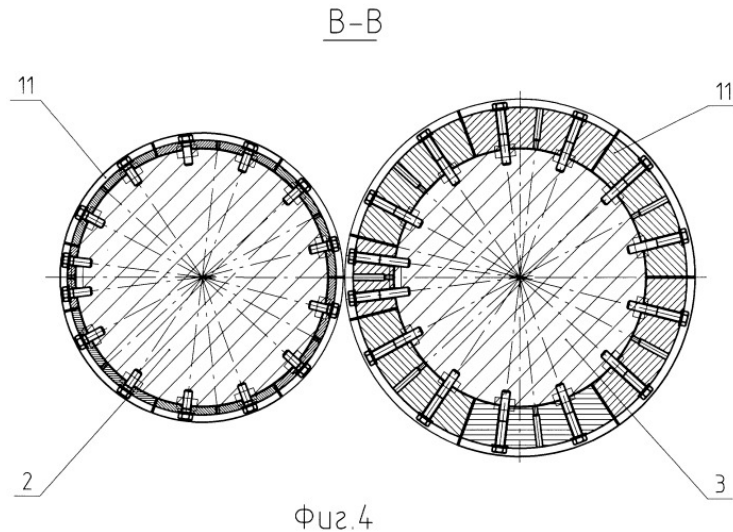


Figura 5.108. Distribución de aros de fijación (Fuente: <http://www.findpatent.ru>)

Este sistema de fijación permite un fácil desmontaje de los segmentos del molde sin la necesidad de desmontar el molde entero. Esto reduce los costes de mantenimiento debido al ahorro del tiempo y de las piezas a sustituir. Por otro lado, incrementa el coste de diseño y de fabricación ya que se emplea un mayor número de piezas.

6. Solución adoptada

En este apartado se explican detalladamente: la solución final aceptada, la configuración y las características de la máquina, las piezas de diseño propio y los elementos normalizados que se han usado. El apartado quedará dividido en subapartados de *descripción general*, *piezas de diseño* y *elementos normalizados*.

6.1. Descripción general

La idea principal era diseñar una briquetadora que tenga el máximo de puntos fuertes de todas las opciones y alternativas estudiadas, y con el mínimo de puntos débiles. Como base para la estructura y distribución generales se han tomado las briquetadoras de “Bonals” y “Köppern” (gran parte de influencia), mientras que para el diseño de los rodillos de compactación el ejemplo fue la patente de la “briquetadora III”.

La imagen siguiente muestra la vista general de la máquina completa con sus partes principales (más adelante se explican detalladamente los diferentes elementos normalizados y las piezas de diseño):

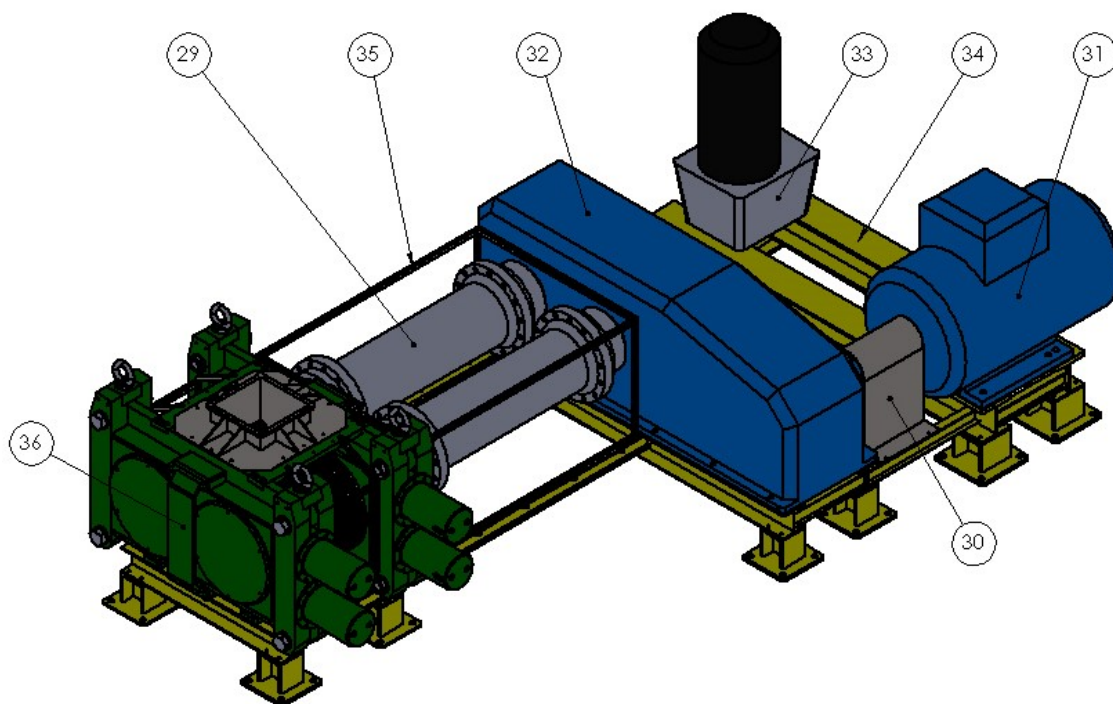


Figura 6.1. Vista general de la briquetadora (Fuente: propia)

- **Módulo de compactación (36)** → Es el bloque más importante y es el objetivo del proyecto. Reune todas las piezas de diseño propio como los rodillos de compactación, la estructura, los alojamientos para los rodamientos, los segmentos de los moldes, la boca de alimentación, los soportes para los pistones hidráulicos y los elementos de protección. El módulo de compactación es el encargado de convertir la masa en polvo en producto sólido mediante la presión generada entre dos rodillos de compactación.

- **Acoplamientos dentados (29)** → Los acoplamientos dentados unen los ejes de salida del reductor con los ejes principales de los rodillos de compactación, transmitiendo la velocidad de giro y el par del reductor.
- **Protección de los acoplamientos dentados (35)** → La normativa de las máquinas indica que todos los elementos que se encuentran en movimiento o están girando deben estar tapadas y aisladas de los operarios. Dicha protección, formada por barras de perfil cuadrado y chapa perforada, cubre por completo los acoplamientos.
- **Reductor (32)** → Recibe elevada velocidad de giro y pequeño par desde el motor eléctrico y transmite un par motor elevado a baja velocidad de giro a los rodillos de compactación a través de los acoplamientos dentados. El reductor es de diseño especial ya que dispone de dos ejes de salida paralelos.
- **Limitador de par (30)** → Acoplamiento elástico que es capaz de limitar la transmisión de giro y del momento torsor si existe sobrecarga en los rodillos de compactación.
- **Motor eléctrico (31)** → Genera una elevada velocidad de giro y un bajo par que son transmitidos a través del reductor hacia los rodillos de compactación.
- **Central hidráulica (33)** → Alimenta de aceite y proporciona presión suficiente a los cilindros hidráulicos que se encuentran en el módulo de compactación.
- **Chasis (34)** → Sirve de base para todos los elementos anteriormente citados. No desempeña ninguna función resistente. Se forma a partir de vigas de perfiles normalizados.

El módulo de compactación es el bloque más elaborado y el principal peso del proyecto. Todo el diseño y los cálculos se centraba, básicamente, en el módulo de compactación. Dicho esto, vamos a separar el módulo de compactación del resto de elementos para concentrarnos más en su análisis.

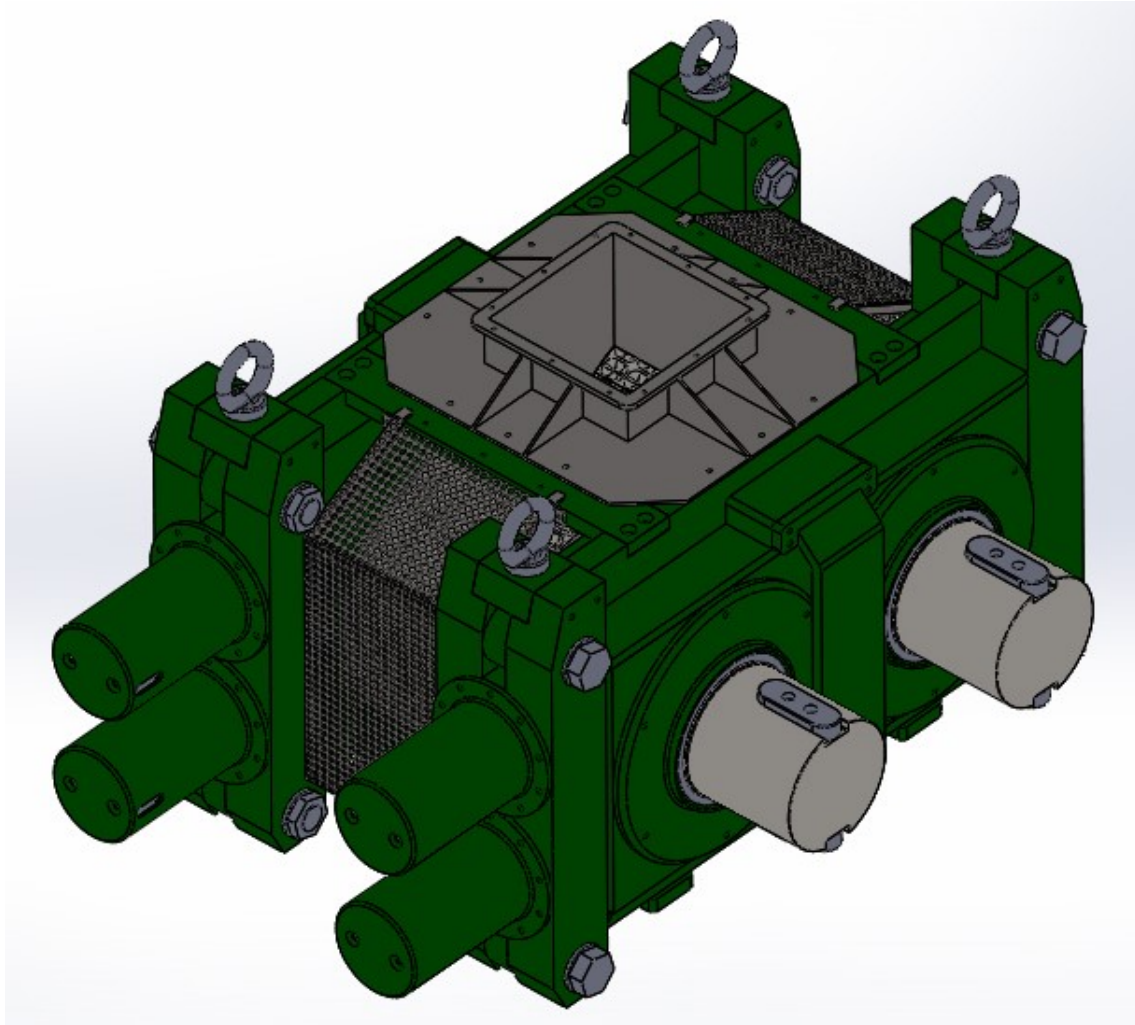


Figura 6.2. Módulo de compactación (Fuente: propia)

Para facilitar la numeración de las piezas se dividirá el módulo de compactación en dos bloques: estructura “caja” y rodillos de compactación.

La estructura “caja” sirve de cuerpo rígido para el módulo de compactación y en su interior se ubicarán los dos rodillos de compactación. La estructura de la “caja” recoge todas las vigas y algunos de los otros elementos como los soportes para pistones hidráulicos, pistones hidráulicos, boca de alimentación, los cáncamos y los pasadores que unen las vigas horizontales con las vigas verticales.

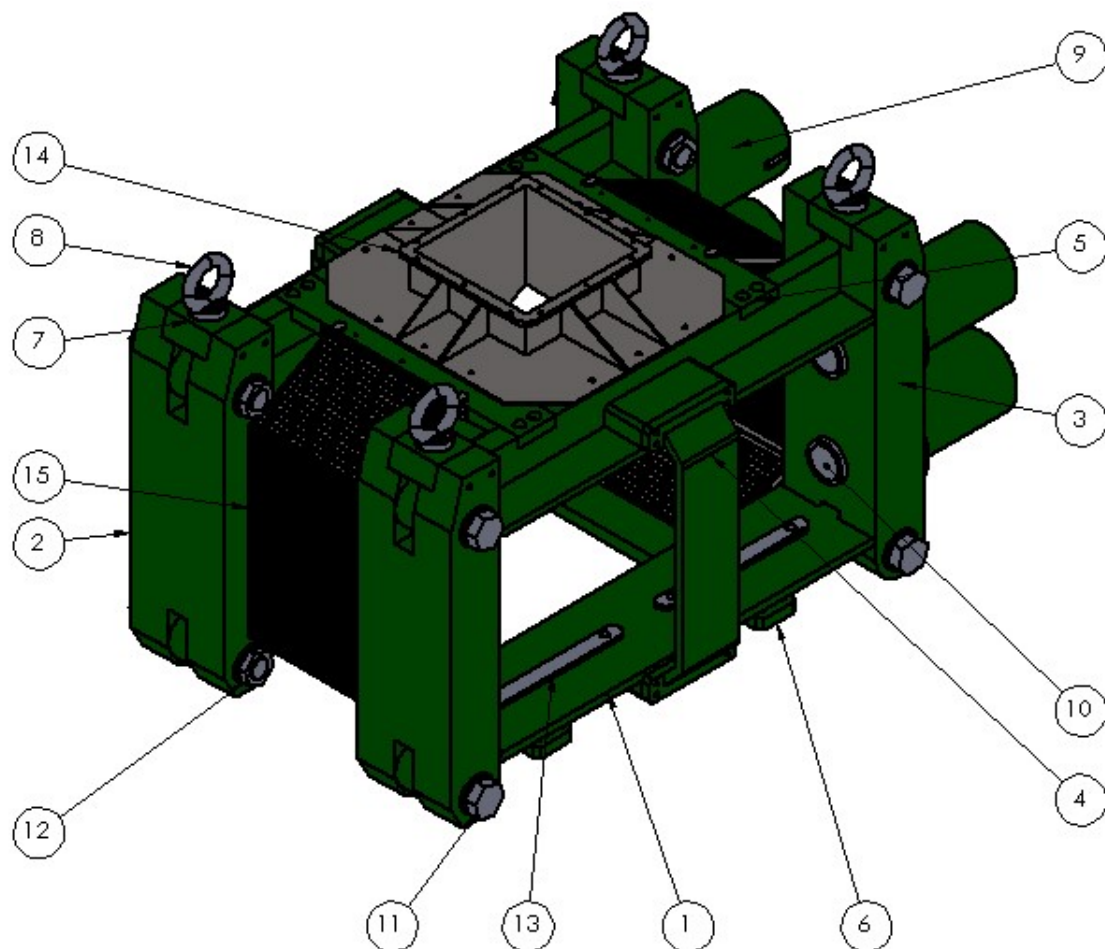


Figura 6.3. Estructura “caja” del módulo de compactación (Fuente: propia)

El grupo de rodillos de compactación está formado por un total de dos rodillos idénticos. Cada rodillo reúne un tambor de compactación fijado en un eje principal, el eje principal queda apoyado sobre dos rodamientos que van incrustados en unos alojamientos especialmente diseñados. Los tambores de compactación junto con los moldes son las piezas claves en el módulo de compactación y, probablemente, las más caras. De la precisión y del diseño de los tambores de compactación depende la calidad del producto final.

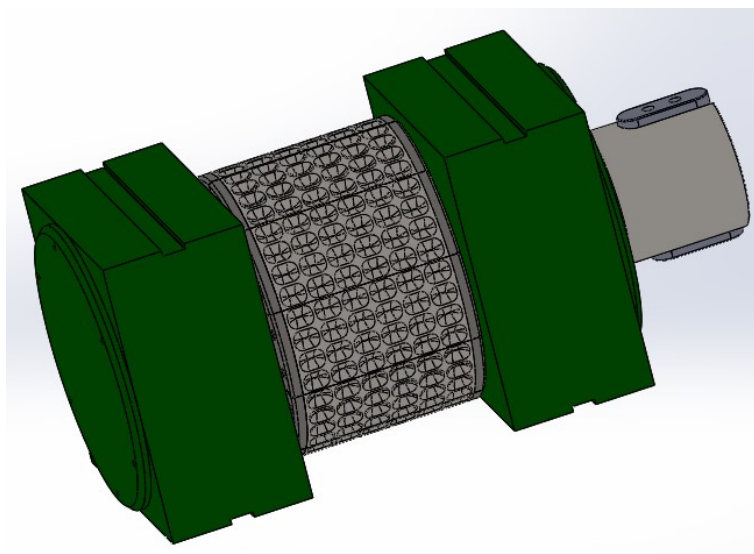


Figura 6.4. Rodillo de compactación del módulo de compactación (Fuente: propia)

La imagen que se muestra a continuación pertenece al grupo del rodillo de compactación con uno de los alojamientos ocultos para ver mejor las piezas que se esconden en su interior:

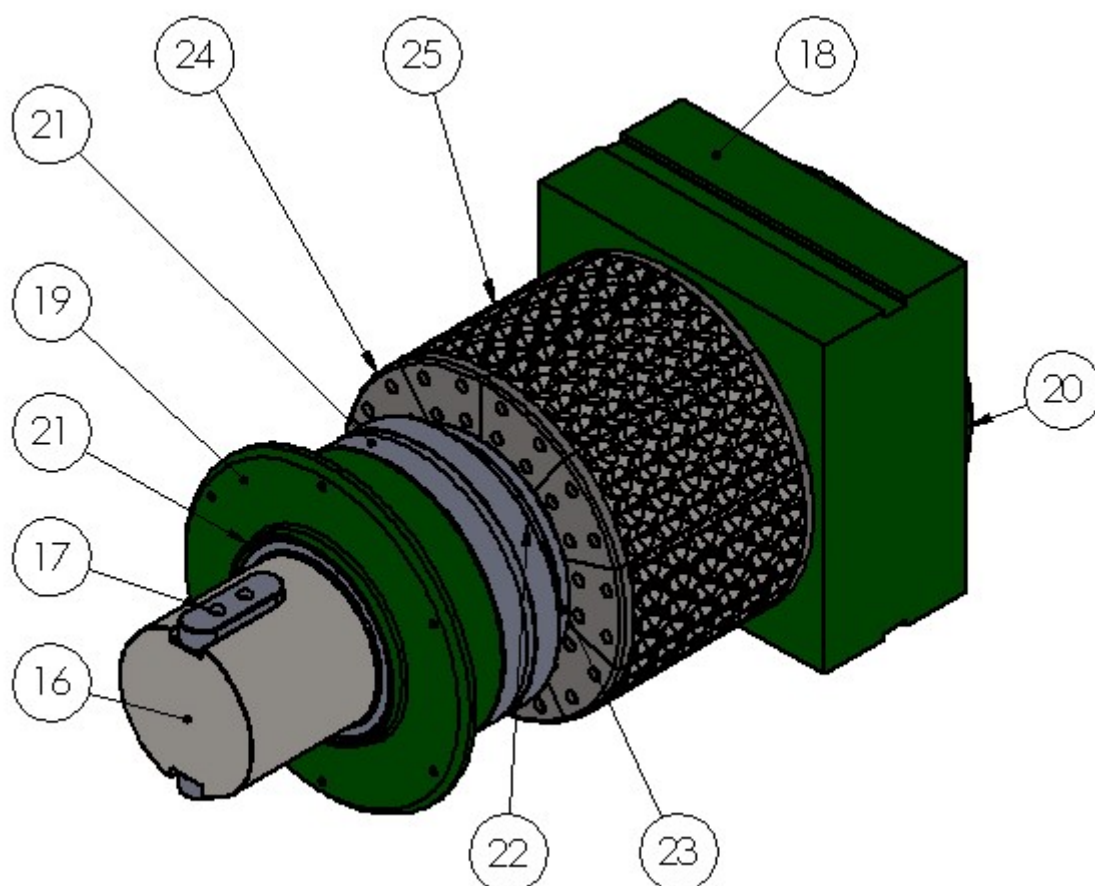


Figura 6.5. Partes del rodillo de compactación (Fuente: propia)

La descripción detallada de cada una de las piezas numeradas se expone en los dos apartados siguientes (Piezas de diseño y elementos normalizados).

6.2. Piezas de diseño

Son todas aquellas piezas cuya geometría ha sido calculada a partir de las solicitaciones establecidas y piezas que han sido diseñadas particularmente para la máquina del proyecto. La geometría de todas las piezas que padecen algún tipo de carga viene justificada en el apartado de cálculos que va anexa al final del trabajo que, también, se puede consultar en los planos. La numeración de las piezas corresponde a las imágenes del apartado anterior:

- 1) **Viga horizontal** → En total hay cuatro vigas horizontales en la estructura de la máquina y se dividen en: vigas superior – izquierda/inferior – derecha y vigas superior – derecha/inferior – izquierda (dos vigas de cada tipo). Esto ocurre porque las vigas no son simétricas y la mitad de la viga que se encuentra más cercana a los cilindros hidráulicos es 15 milímetros más larga que la mitad opuesta. La distribución de las vigas en la “caja” de la estructura se realiza de forma entrecruzada. Dichas vigas se fabrican a partir de tres piezas separadas (base, placa y soporte) que se unen mediante soldadura (consultar planos), cosa que facilita mucho el proceso de fabricación de vigas horizontales y disminuye su coste. Las vigas trabajan a tracción resistiendo la reacción de presión que se produce en los rodillos de compactación. La base de la viga es la parte que resiste la fuerza de tracción, la placa sirve de apoyo y de superficie plana deslizante para el alojamiento del rodamiento (18), y el soporte sirve de unión con la viga central (4). La geometría de la viga está pensada para ahorrar material, reducir los costes de fabricación y permitir una interacción segura con otras piezas de la máquina, de modo que, la base resiste de sobras la solicitación a tracción pero su anchura no permite una colocación segura del alojamiento, por ese motivo, se ha añadido una placa plana sobre la cual se apoyará el alojamiento permitiendo un deslizamiento fácil de éste, mientras que el soporte se encarga de unir las vigas horizontales con las centrales, y al mismo tiempo, dará rigidez a la estructura. En la placa plana existen dos ranuras para la instalación de chavetas paralelas que desempeñan la función de guías. Las bases disponen de ranuras (dos en total por cada viga) perpendiculares a la largada de la viga horizontal que sirven para la fijación de vigas transversales. En la parte superior de la base de cada viga existen tres taladros que sirven para la fijación de la boca de alimentación. La unión con las vigas verticales se realiza mediante un pasador (11).

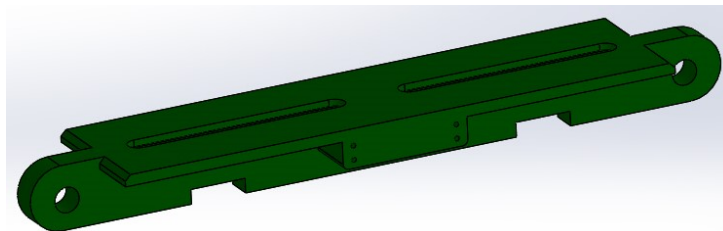


Figura 6.6. Viga horizontal (Fuente: propia)

- 2) **Viga vertical sin pistones** → En total dos vigas en uno de los laterales de la máquina. Retienen los alojamientos (18) y, como consecuencia, los rodillos de compactación. Trabajan a flexión como viga biapoyada (consultar anexo de cálculos). Dichas vigas no aportan ninguna resistencia ni rigidez a la estructura “caja”, su función principal es retener el rodillo fijo y resistir la presión que se genera en él. Se unen a los extremos de las vigas horizontales mediante uniones con pasador (11), lo que permite rotar la viga en el punto de unión. El diseño de éstas vigas permite, extrayendo los pasadores

superiores, tumbar (abrir) las vigas de tal manera que queden formando una superficie horizontal con las placas planas de las vigas horizontales (1), permitiendo, de ese modo, extraer el rodillo fijo de compactación. En el extremo superior de la viga vertical existe una ranura para la instalación del soporte del cáncamo.

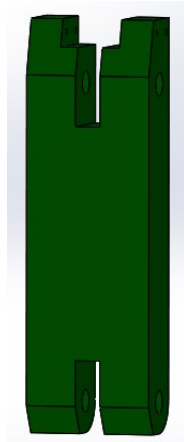


Figura 6.7. Viga vertical sin pistones (Fuente: propia)

- 3) **Viga vertical con pistones** → Un total de dos vigas ubicadas en el otro lateral de la máquina. Viene a ser, básicamente, lo mismo que en el caso de vigas verticales sin pistones (2), incluso la geometría. Desempeñan la función de retención del rodillo móvil de compactación, trabajando a flexión como viga biapoyada. Además, sirven de alojamiento para los pistones hidráulicos (9). En cada viga se han hecho dos taladros que sirven para la penetración de los vástagos de los cilindros hidráulicos, los vástagos atraviesan el espesor de la viga y entran en contacto con el alojamiento del rodamiento (18). Al rededor del orificio para el vástago se ve una serie de taladros roscados ubicados de forma circular que sirven para la fijación del vaso/soporte del pistón hidráulico. Al igual que la viga sin pistones, tiene la capacidad de abrirse, extrayendo el pasador superior, para extraer el rodillo móvil de compactación. En uno de los extremos se fija el soporte para el cáncamo.

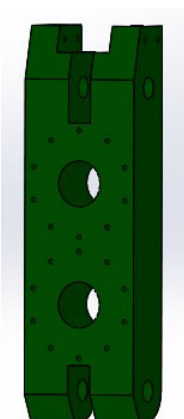


Figura 6.8. Viga vertical con pistones (Fuente: propia)

- 4) **Viga central** → Una viga central en cada banda de la máquina (dos vigas en total). La función principal de ésta viga es mantener la parte superior de la máquina (vigas horizontales superiores, boca de alimentación, etc.) cuando los rodillos de compactación están extraídos y no hay ningún elemento que pueda resistir la fuerza del

peso debida a las piezas superiores de la máquina. Aunque, está pensado que las vigas deben trabajar cuando la briquetadora está descargada (sin el producto en polvo presente), el cálculo de resistencia se ha realizado teniendo en cuenta que ésta puede ir cargada. La geometría de ésta viga permite a los rodillos entrar en la “caja” sin interferencias, ya que las tapas de los rodamientos tienen cierto espesor. La viga central se une con sus extremos a los soportes de las vigas horizontales (1) mediante unión atornillada formada por cuatro tornillos en cada extremo.

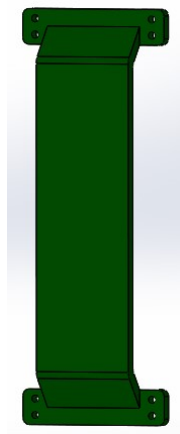


Figura 6.9. Viga central (Fuente: propia)

- 5) **Viga transversal superior** → En total hay dos vigas que se fijan a las vigas horizontales (1) superiores mediante uniones atornilladas en los extremos de las vigas transversales. La función principal de dichas vigas consiste en dar rigidez a la “caja” de la estructura y resistir las posibles cargas axiales que pueden generarse en los rodamientos o los rodillos de compactación. La función adicional que desempeñan consiste en soportar y fijar parte de la boca de alimentación (14), además de soportar uno de los extremos del elemento de protección del rodillo (15). Para La fijación de la boca de alimentación, cada viga dispone de tres taladros roscados para los tornillos, mientras que para la unión del elemento de protección existen dos taladros roscados más en la cara perpendicular.

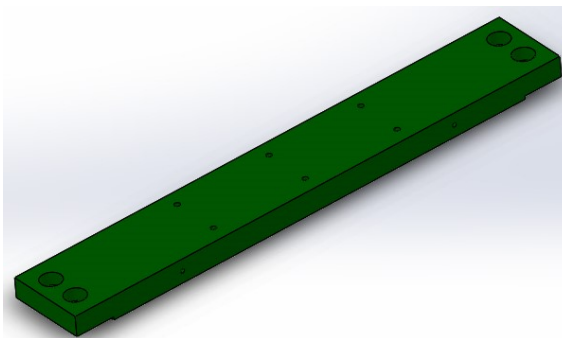


Figura 6.20. Viga transversal superior (Fuente: propia)

- 6) **Viga transversal inferior** → Igual que en el caso de vigas superiores (5), hay dos vigas inferiores en total unidas a las vigas horizontales inferiores (1). Su finalidad es, exactamente, la misma que en las vigas superiores a diferencia de que, en vez de dar apoyo a la boca de alimentación (14) sirve de fijación para el módulo de compactación con el chasis de la briquetadora. La geometría viene a ser la misma que en vigas

superiores sólo que, los extremos son algo más alargados y disponen de taladros para la unión mediante tornillos (dos tornillos en cada extremo) al chasis.

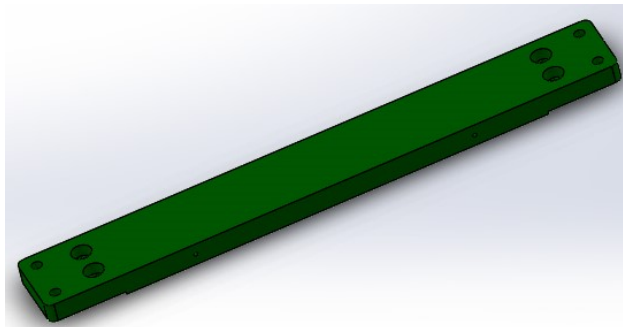


Figura 6.31. Viga transversal inferior (Fuente: propia)

- 7) **Soporte para cáncamo** → La pieza tiene finalidad de unión entre la viga vertical (2 y 3) con el cáncamo (8). Se instala un soporte por viga. En la parte frontal se encuentra un taladro roscado para la rosca del cáncamo y por los laterales hay dos taladros no roscados que sirven para hacer la unión atornillada con la viga vertical.

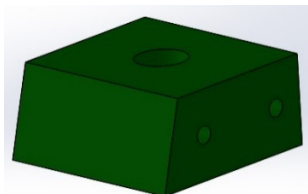


Figura 6.42. Soporte para cáncamo (Fuente: propia)

- 1) **Cubo/soporte para cilindro hidráulico** → En cada viga vertical (3) se instalan dos cubos/soportes para fijar los cilindros hidráulicos. En total hay cuatro cubos en la briquetadora, un cubo por pistón. La unión a la viga vertical (3) se ejecuta mediante tornillos distribuidos circularmente a lo largo del perímetro del cubo. Los cubos están diseñados de tal modo que el pistón hidráulico entra en su interior sin dejar espacio libre. La existencia de orificios en el cubo permiten conectar las mangueras necesarias y atornillar el pistón, fijando éste al fondo del cubo. Los pistones se han calculado según la sollicitación de trabajo a tracción que proviene de la presión que ejercen los cilindros hidráulicos sobre los alojamientos del rodillo móvil.

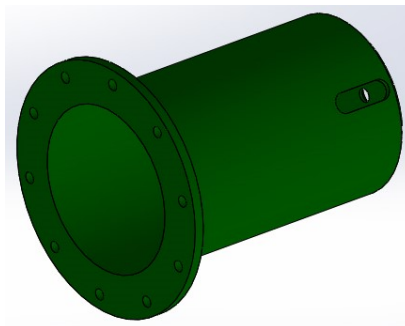


Figura 6.54. Cubo para cilindro hidráulico (Fuente: propia)

- 14) **Boca de alimentación** → Fabricada a partir de chapa de acero inoxidable soldada tiene como finalidad alimentar los rodillos de compactación con el polvo del producto. El borde de la boca de alimentación de geometría cuadrada y con taladros permite la

instalación de tolvas y husillos de alimentación (según las preferencias del cliente). El refuerzo de la boca mediante nervios resiste el peso adicional del producto y de una posible tolva o husillo. Los orificios en la base de la boca facilitan su fijación a la estructura de la máquina o, si es necesario, su desmontaje. La forma de “bragas” que tiene en la parte inferior ayuda a disminuir las pérdidas de material ya que se adapta a los radios de los rodillos. Probablemente se generará cierto roce de la chapa de la parte inferior de la boca de alimentación con los rodillos de compactación, pero eso no influye negativamente en el funcionamiento de la briquetadora y con el tiempo se eliminará.

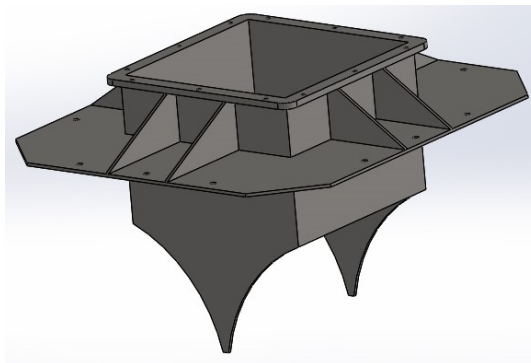


Figura 6.65. Boca de alimentación (Fuente: propia)

15) Protección del rodillo → En total son dos elementos de protección, uno para cada rodillo. Se fabrican a partir de tubos cuadrados 20×20 mm de espesor 2 mm de acero inoxidable AISI 304 con una chapa perforada de acero inoxidable AISI 304L con agujero redondo $\varnothing 10$ mm, paso 15 mm y espesor 3 mm soldada por encima de las barras. Su función principal es la de proteger a los operarios de un posible contacto con los rodillos que se encuentran en rotación en fase de trabajo. Mediante unos elementos de apoyo, el elemento de protección se coloca sobre la viga transversal superior (5) y se une mediante tornillos las cuatro esquinas (un tornillo por esquina) a las vigas transversales (5 y 6). De ese modo, el tambor de compactación queda aislado y la geometría de la protección no impide el buen funcionamiento de la máquina.

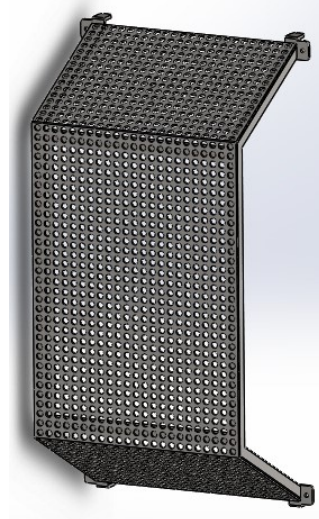


Figura 6.76. Elemento de protección del rodillo de compactación (Fuente: propia)

16) Eje principal → El eje principal reúne todos los componentes del grupo de rodillo de compactación sirve de base para éstos. Como que tenemos dos rodillos, en total hay dos ejes principales. La geometría de los ejes corresponde a la configuración más óptima obtenida a partir de los cálculos de un eje trabajando a fatiga, con lo cual, se ha obtenido un eje escalonado. La parte central (la más solicitada) es de mayor sección y actúa de tambor de compactación. En ésta sección existe una serie de ranuras para la instalación de elementos de cola de milano (27) que mantienen los segmentos del molde (25) sobre el tambor. En los laterales de la sección mayor se ha hecho una distribución circular a lo largo del perímetro del tambor de taladros roscados que permite unir y reforzar la unión de los segmentos del molde (27) con el tambor de compactación mediante unos segmentos de fijación (24). Los resaltes del eje sirven de apoyo y de tope para los rodamientos (26). En uno de los extremos del eje principal existen dos ranuras, con distribución de 180 grados, que sirven para la instalación de chavetas (17). Dicho extremo se unirá al acoplamiento dentado para recibir el par motor y la velocidad rotacional. El otro extremo del eje se encuentra, parcialmente, roscado para poder colocar una tuerca de fijación que apretará y fijará el rodamiento.

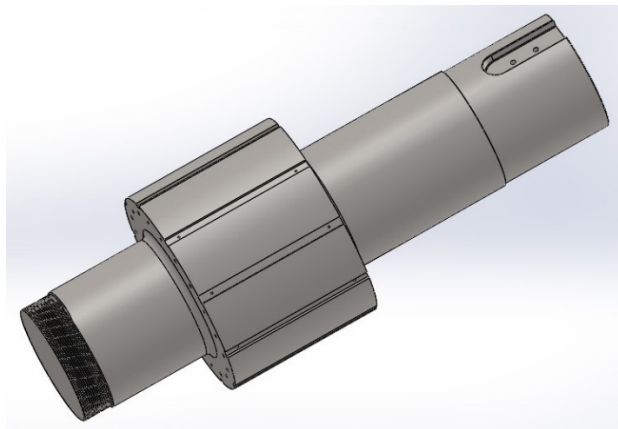


Figura 6.87. Eje principal del rodillo de compactación (Fuente: propia)

18) Alojamiento → Los alojamientos acogen a los rodamientos (26) y actúan de base para los rodillos de compactación. Cada rodillo dispone de dos rodamientos, por lo tanto, hay dos alojamientos por rodillo. Son piezas de sección cuadrada de las mismas dimensiones que el diámetro del tambor. Una de las bandas del alojamiento está mecanizada de tal modo que, permite la colocación del rodamiento (26) en su interior que, posteriormente se fija con una tapa de fijación (19 y 20) atornillada al mismo alojamiento. Además, en ésta banda existe un canal para la junta (27). El mecanizado de la otra banda del alojamiento está diseñado para instalar un sello (22). La tapa de fijación (19 y 20) se une al alojamiento mediante unión atornillada, cuyos taladros roscados están distribuidos circularmente al rededor del orificio para el rodamiento. En las bases (superficies superior e inferior) de los alojamientos se han mecanizado unos canales para encajar los alojamientos con las guías (13).

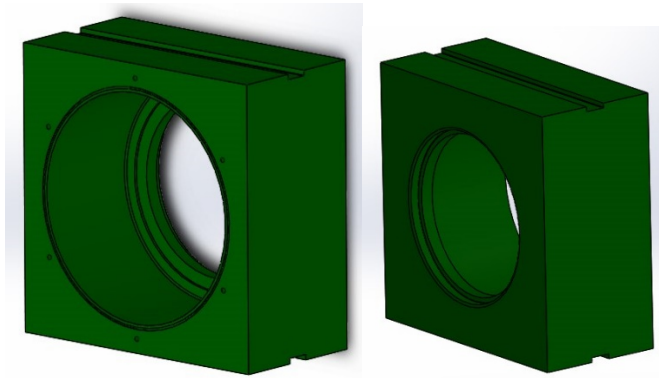


Figura 6.98. Vista frontal y trasera del alojamiento (Fuente: propia)

19) Tapa de fijación con orificio → A parte de tapar el rodamiento (26), realiza la función de tapa de fijación, es decir, aprieta los aros del rodamiento contra los resaltes del eje y lo mantiene fijado. Este tipo de tapas tiene un orificio en su centro de un diámetro más grande que el diámetro del eje principal (16) que permite al eje girar sin complicaciones. El orificio está diseñado de modo que permite la instalación de un sello (21). En la parte expuesta al exterior se han eliminado los cantos vivos haciendo un chaflán. La distribución de taladros por el perímetro de la tapa permite hacer una unión atornillada de ésta al alojamiento (18).

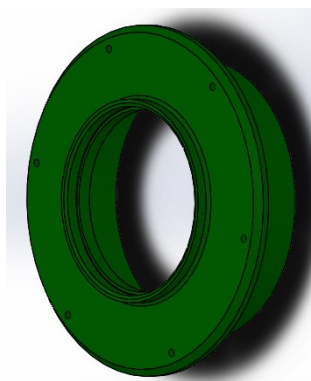


Figura 6.109. Tapa de fijación con orificio (Fuente: propia)

20) Tapa de fijación → Es exactamente la misma tapa anterior (19) pero sin el orificio central para el eje principal. Desempeña la misma función de fijación del rodamiento en el interior del alojamiento (18) además de tapar el rodamiento, tanto por motivos de seguridad como por protección de partículas ajenas y objetos extraños.

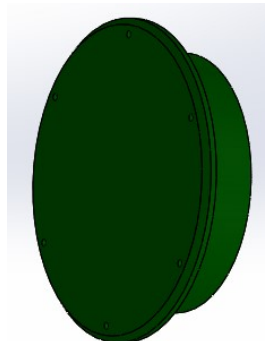


Figura 6.20. Tapa de fijación (Fuente: propia)

23) Anillo distanciador → En cada rodillo de compactación tenemos dos anillos distanciadores, uno en cada banda del tambor de compactación. Su función principal es distanciar a los rodamientos (26) del tambor y actúan de tope o resalte. Se requieren dos anillos distanciadores en forma de “L” para colocar los rodamientos con manguitos de fijación. La forma de los anillos se adapta a los radios del resalte del eje principal (18), obteniendo mejor contacto con las bandas del tambor de compactación. Existen dos formas geométricas distintas de anillos, una se adapta al manguito de fijación del rodamiento que se ubica en mitad del eje principal (16) y la otra se adapta al manguito de desmontaje del rodamiento ubicado en el otro extremo del eje principal (18). Las dos geometrías han sido diseñadas según los valores recomendados por el fabricante de los rodamientos. Al mismo tiempo, los anillos distanciadores actúan de manguitos de desgaste para los sellos radiales (21 y 22) que se encuentran más cercanos al tambor de compactación (sellos interiores) evitando que el eje principal (18) entre en contacto directo con el labio del sello y, mediante el rozamiento, se desgaste la superficie de contacto generando una sección de menor resistencia. Si la superficie de los anillos se ve muy desgastada, éstos se pueden sustituir por unos nuevos para prolongar la vida útil de la máquina.

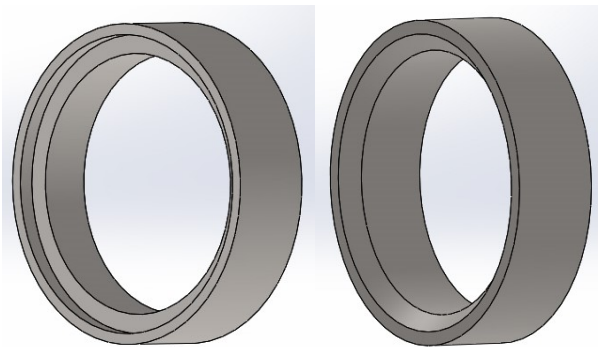


Figura 6.21. Anillos distanciadores de fijación y de desmontaje respectivamente (Fuente: propia)

24) Segmento de fijación → Los segmentos de fijación tienen como objetivo fijar los segmentos del molde (25) al tambor de compactación y reforzar su unión con éste último. Los segmentos de fijación siguen el perfil de los segmentos del molde y disponen de cuatro taladros (dos en la parte superior y dos en la parte inferior). Los taladros superiores unen el segmento del molde mediante tornillos Allen, mientras que tornillos inferiores se unen al tambor. Los segmentos de fijación se instalan en cada banda del molde de fijación (25), de modo que, si tenemos diez segmentos del molde tendremos el doble de segmentos de fijación que nos hace un total de veinte. Dichos elementos son de fácil montaje/desmontaje aunque requieren una considerable inversión de tiempo ya que son veinte piezas en total (en realidad no será necesario desmontar las 20 piezas a la vez). La geometría de éstas piezas no forma ningún tipo de interferencias con los anillos distanciadores.

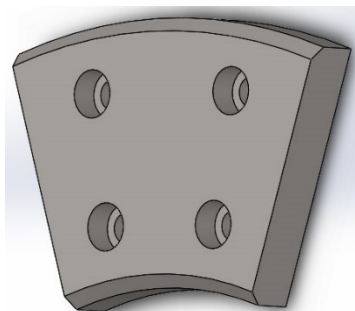


Figura 6.22. Segmento de fijación (Fuente: propia)

25) Segmento del molde → Probablemente, la pieza de más importancia en el rodillo de compactación. En cada rodillo hay diez segmentos del molde que cubren el tambor entero. El segmento del molde lleva grabadas las células que forman la briqueta. A lo largo del molde hay seis células y lo ancho cuatro, que nos da un total de 24 células por segmento. La forma de las células se obtiene mediante el mecanizado electroquímico. La superficie de los segmentos del molde debe ser tratada mediante el proceso de nitruración para aumentar su dureza y resistencia a la corrosión. En cada banda del segmento podemos encontrar dos taladros roscados que sirven para la unión atornillada a través del segmento de fijación (24) con el el tambor de compactación. En la parte del radio interior se ha mecanizado una ranura para la cola de milano (27). Dicha ranura copia el perfil de cola de milano con lo cual los dos elementos actúan como chavetero y chaveta, respectivamente.

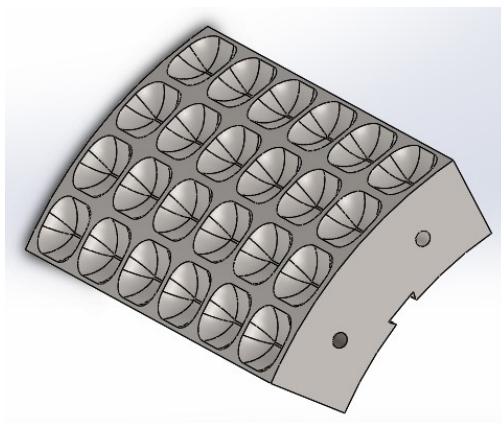


Figura 6.23. Segmento del molde (Fuente: propia)

27) Cola de milano → Es un elemento oculto que no aparece en las imágenes pero se encuentra entre el tambor de compactación del eje principal (16) y el segmento del molde (26). La pieza se ha diseñado, principalmente, como un elemento de sujeción para el segmento del molde (26). Además, la cola de milano puede llegar a funcionar como chaveta y transmitir o resistir cierta fuerza. Dicho elemento, primeramente, se fija al eje principal en una ranura especialmente preparada para eso con tornillos Allen en dos puntos como si fuera una chaveta. Los tornillos de retención usados son DIN 7984 M5 con longitud del vástago de 10mm. Para cada segmento del molde hay un elemento de cola de milano, que nos da diez colas de milano en total. La geometría de cola de milano ha sido extraída a partir de ecuaciones, descritas en el apartado de cálculos, halladas en libros sobre elementos de máquinas.

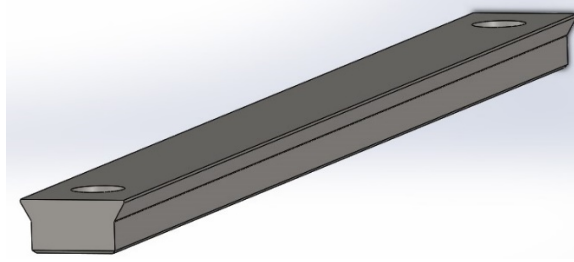


Figura 6.24. Cola de milano (Fuente: propia)

30) Protector del limitador de par → Al igual que el resto de elementos de protección de la briquetadora tiene como objetivo básico aislar a los operarios del posible contacto con las piezas que se encuentran en movimiento o que están rotando. Además, cubre el limitador del par impidiendo que los objetos extraños se colisionen con éste y afecten, de manera negativa, la transmisión de potencia. Fabricado a partir de chapa de acero inoxidable doblada según la geometría especificada. El elemento de protección se fija mediante tornillos al chasis de la máquina y tan solo deja una pequeña separación entre el reductor que no afecta a su función protectora.

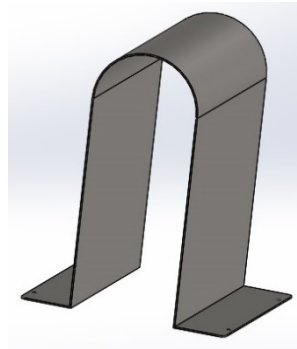


Figura 6.25. Protección del limitador de par (Fuente: propia)

6.3. Elementos normalizados

8) Cáncamo → También llamado argolla. Es un elemento que sirve de enganche para las grúas. Se distribuyen en cuatro puntos del módulo de compactación, lo que permite transportar el módulo estando éste bien centrado. Los cáncamos deben ser capaces de soportar un peso de 25 kN cada uno (el peso total de la máquina es de unas 10 toneladas aprox.) Se han escogido argollas de “Elesa + Ganter” DIN 580 – M36 – ST con capacidad de carga en cuatro ramales simétricos a 0 – 45° de 33 kN. Fabricados de acero C15 E ST forjado, recocido, con superficie de contacto mecanizada y zincado azul asivado.



Figura 6.26. Cáncamo DIN 580 (Fuente: Elesa + Ganter)

10) Cilindros hidráulicos → En cada rodillo se aplican (como máximo) 2400 kN, por lo tanto, en cada punto de apoyo (alojamiento) se destinan 1200 kN. Al principio estaba pensado para instalar un único cilindro en cada punto de apoyo (un pistón en cada lateral del rodillo) que sea capaz de generar una fuerza de 1200 kN o más. Pero analizando la situación nos hemos dado cuenta que no es posible instalar un cilindro hidráulico de 1200 kN porque ocupa mucho espacio en la viga vertical con pistones (3) y no queda superficie para la fijación del “cubo” que soporta el pistón hidráulico. Además, la sollicitación de la viga aumenta cuando tenemos una fuerza puntual en vez de tener la carga repartida a lo largo de la viga. Debido a todo esto, se ha tomado la decisión de instalar dos pistones hidráulicos en cada viga vertical (3), con lo cual, el diámetro de los cilindros resulta más pequeño y tenemos espacio suficiente para la colocación del “cubo” para la fijación de cada cilindro. También, disminuye la sollicitación de la viga ya que tenemos dos puntos en los que se reparte la carga aplicada, aliviando el efecto del momento flector. Dicho esto, debemos seleccionar cuatro pistones en total que sean capaces de generar una fuerza de presión de 600 kN cada uno. Otro de los criterios fundamentales para escoger el cilindro hidráulico es la carrera del vástago que, como mínimo, tiene que ser de 130 milímetros. Esto se debe al espesor de la viga vertical (3), ya que el vástago debe recorrer la distancia equivalente al espesor de la viga más la distancia de desplazamiento del rodillo móvil. Consultando los distintos catálogos nos hemos decantado por el fabricante “ENERPAC” con sus cilindros de gran tonelaje **CLSG – 1006 de 150 mm de carrera**, capaces de producir **929 kN de fuerza** trabajando a **presión máxima de 700 bar**, la ficha del producto aparece en el anexo. Los cilindros cumplen la norma ASME B30.1. Los cilindros hidráulicos escogidos nos proporcionan de sobras la fuerza de presión necesaria y combinan bien con los “cubos” de soporte encajando en las vigas verticales (3).



Figura 6.27. Cilindros hidráulicos “ENERPAC” serie CLSG (Fuente: ENERPAC)

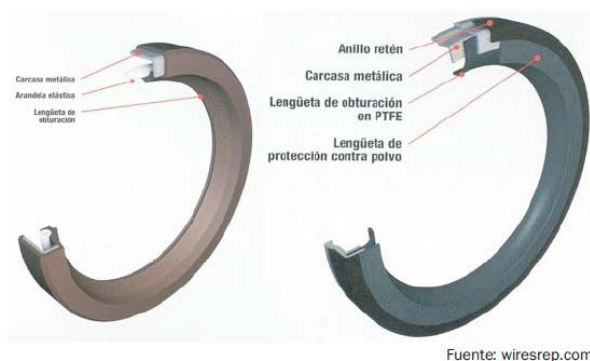
- 11) Pasador** → Funciona de unión entre las vigas verticales (2 y 3) y las vigas horizontales (1). Permite articulación rotacional respecto al eje del pasador en los puntos de unión. Se pueden extraer fácilmente de las piezas que enlazan el pasador. Si se extraen los bulones de la parte superior de las vigas verticales (2 y 3) se puede abrir éstas vigas como si fuera puente basculante. Los pasadores trabajan a cortante, sin flexión ya que no existe separación entre las piezas que se unen, y su diámetro se ha determinado en el apartado de cálculos. Para reducir los costes de fabricación y de diseño se sustituirá el pasador por un tornillo hexagonal de alta resistencia. A propósito, se cogerá un tornillo más largo de lo que se puede usar para que la acción del cortante se lleve a cabo en la sección de la parte no roscada del tornillo, sin obligación de reducir la resistencia del vástago. De modo que, se usarán tornillos métricos hexagonales **M45 de calidad 12.9** y una longitud del vástago de **360 mm**, en el que se realizará un corte a una longitud de 285 mm dejando una pequeña parte roscada en el extremo que será suficiente para colocar la arandela y la tuerca.
- 12) Tuerca y arandela** → Fijan el tornillo/pasador impidiendo que éste salte de la unión. Se usa una **tuerca baja M45** ya que el pasador trabaja únicamente a cortante y no existen fuerzas de tracción que debe resistir la tuerca, a parte, ocupa menos espacio. Entre la tuerca y la superficie de contacto se coloca una **arandela plana M45** para que no se destornille la unión.
- 13) Chaveta guía** → Son chavetas **paralelas de forma E DIN 6885 E** que tienen como función principal guiar los alojamientos (18) de los rodillos de compactación. A parte, pueden desempeñar su función correspondiente y resistir cargas axiales que pueden llegar a producirse en los rodillos de compactación. En total hay ocho chavetas guía instaladas en las vigas horizontales (1), cuatro chavetas por viga. De ese modo, tenemos dos chavetas por alojamiento (18), una en la parte superior y otra en la parte inferior. Con esto nos aseguramos un deslizamiento rectilíneo de los rodillos de compactación, sobre todo del rodillo móvil, y una fácil extracción y montaje fiable. Hemos escogido un perfil de chaveta que se adapte a la geometría de la viga horizontal (1) ya que existe un chavetero en dicha viga. El perfil escogido tiene de **base 40 mm y de altura 22 mm**. Como que las chavetas trabajan de guías para los alojamientos nos interesa tener la máxima longitud de chaveta posible. A pesar de que en el cálculo realizado con las dimensiones del perfil determinadas la longitud aconsejable es de 120 mm, nos

quedamos con la mayor longitud que nos puede ofrecer el fabricante que es de **400 mm**. Cada chaveta guía se fija a la viga horizontal (1) mediante **dos tornillos de retención M12** con una longitud del vástago de 25 milímetros.



Figura 6.28. Chaveta guía (Fuente: OPAC)

- 17) Chaveta del eje principal** → Chaveta paralela en forma de E (igual que la chaveta anterior) **DIN 6885 E**. El perfil de la chaveta tiene de **base 56 mm y de altura 32 mm** con **160 mm** de largo calculado según las expresiones establecidas a partir de la carga aplicada y el momento torsor a transmitir. Dichas chavetas se instalan mediante **tornillos de retención M12×50** en los extremos abiertos del eje principal (16), dos chavetas por eje principal (16) separadas 180°. Las chavetas sirven para transmitir el par motor y la velocidad giratoria desde los acoplamientos a los rodillos de compactación. Se ha decidido colocar dos chavetas por rodillo ya que el momento torsor a transmitir es muy elevado y las fuerzas de cortante que se generan en la chaveta son muy elevadas.
- 21) Sello dinámico exterior** → Sello radial que se monta en las tapas de fijación con diámetro interior (19). Su función principal es impedir que penetren partículas sólidas en el interior del alojamiento (18) y evitar fugas de aceite proveniente de los rodamientos ubicados en el interior del alojamiento. Los labios del sello entran en contacto directo con el eje principal. En la briquetadora se puede encontrar un total de dos sellos radiales exteriores. Los anillos se fijan mediante contracción en el diámetro interior de la tapa de fijación (19) que está, especialmente, adaptado para tal fin. Se han escogido sellos de **“SKF” 240×270×16 HDS1 R**. Éstos sellos tienen un diámetro interior de 240 mm, un diámetro exterior de 270 mm y un espesor de 16 mm. HDS1 corresponde a la forma del perfil del sello que consiste en una carcasa metálica con un único labio de retención polimérico.



Fuente: wiresrep.com

Figura 6.29. Sellos radiales (Fuente: Wiresrep)

- 22) Sello dinámico interior** → Realizan la misma función que los sellos radiales exteriores, impiden la entrada de polvo y evitan las fugas de aceite. Se instalan en los alojamientos

(18) en las bandas del tambor de compactación. En total hay cuatro sellos instalados en la máquina, uno en cada banda del tambor (dos en cada rodillo de compactación). Se fijan en la ranura del alojamiento que se adapta a la geometría del cuerpo del sello mediante interferencia. El diámetro interior del sello se adapta al diámetro de los anillos distanciadores que actúan de manguitos de desgaste, de modo que el labio del sello se encuentra en contacto directo con el anillo en vez del eje. Al igual que en los sellos anteriores existen varios materiales para el labio de retención: caucho de acrilonitrilo – butadiena o caucho de nitrilo (R) y caucho fluorado (V). Consultando las tablas del fabricante sobre el comportamiento del material en contacto con los diferentes productos encontramos lo siguiente:

- Cloruro de amonio: efecto pequeño.
- Carbonato sódico: efecto pequeño.
- Hidróxido de potasio: para R el efecto es moderado mientras que para V el material no es recomendado.

Estos productos son los más usados en la briquetadora “Bonals” y nos basamos en éste criterio. Sabiendo esto, escogemos el caucho de nitrilo (R) ya que se comporta mejor con el producto de trabajo. Los sellos radiales escogidos son **295x335x18 HDS1 R**, con un diámetro interior de 295 mm, diámetro exterior de 335 mm y un espesor de 18 mm.

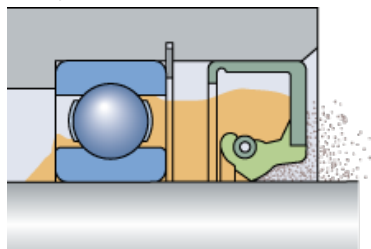


Figura 6.30. Retención de aceite y de polvo de un sello dinámico (Fuente: SKF)

26) Rodamientos → Los rodamientos sirven de apoyo para los rodillos de compactación y deben permitir una rotación fácil y segura de éstos. Cada rodillo se apoya sobre dos rodamientos, de modo que, tenemos cuatro rodamientos en la briquetadora. Cada rodamiento tiene que ser capaz de aguantar una carga radial dinámica de 1200 kN. El diámetro del eje principal ha sido calculado en el apartado de cálculos, así que, los rodamientos deben tener el diámetro del aro interior de 240 mm. Se ha tomado la decisión de instalar los rodamientos sobre manguitos de fijación o de desmontaje. Los rodamientos que van en el extremo “cerrado” del eje principal (16) se montan sobre manguitos de desmontaje, lo que permite realizar un fácil desmontaje y mantenimiento. Los rodamientos ubicados en el extremo “abierto” del eje principal van montados sobre manguitos de fijación, que funcionan igual que los manguitos de desmontaje pero con un sistema de apriete distinto. Los manguitos acaban en forma de cono, de modo que, el diámetro interior de los rodamientos también tiene forma cónica con conicidad 1:12. En el caso de manguitos de desmontaje la interferencia se consigue apretando una tuerca de fijación que empuja el manguito en forma de cono por el interior del agujero cónico del rodamiento. En los manguitos de fijación la contracción se logra apretando una tuerca de fijación que tira del manguito que entra por el agujero cónico del rodamiento.

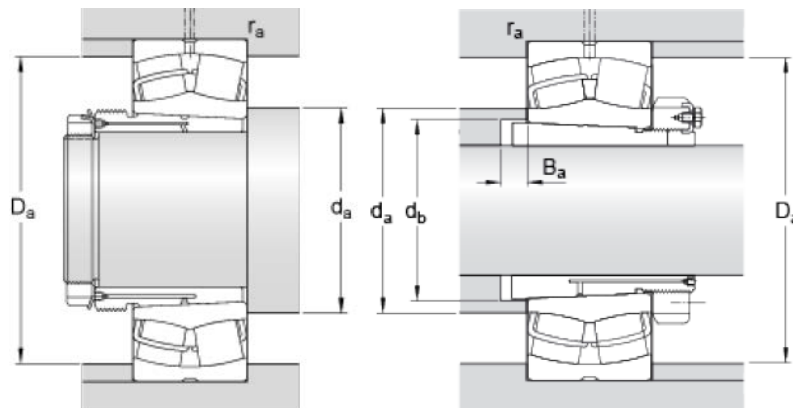


Figura 6.311. Manguito de desmontaje y de fijación, respectivamente (Fuente: SKF)

Para los manguitos de desmontaje es importante tener un extremo del eje roscado, mientras que los manguitos de fijación se pueden colocar en mitad de un eje. Los manguitos fijan los aros interiores de los rodamientos y los aros exteriores quedan bloqueados por las tapas de fijación (19 y 20). Para la briquetadora se ha decidido usar rodamientos de rodillos a rótula. Son rodamientos de rodillos de dos hileras autoalineables y de gran seguridad. Son capaces de soportar cargas radiales elevadas, al igual que cargas axiales en ambos sentidos, en condiciones de desalineación del eje. Se han elegido **rodamientos de rodillos a rótula** de la casa “SKF” en un total de cuatro unidades modelo **23052 CCK/W33**. Los manguitos de desmontaje que se adaptan a los rodamientos elegidos son AOH 3052 dos unidades en total, la tuerca de extracción es HM 3048 que se adapta a la rosca del extremo del eje principal y los clips de fijación que actúan de seguros son MS 3052 – 48. Los manguitos de fijación son dos en total OH 3052 H, la tuerca de fijación para cada manguito es HM 3052 y los clips seguro son MS 3052 – 48.



Figura 6.32. Rodamiento de rodillos a rótula (Fuente: SKF)

28) Junta tórica → En la parte de las tapas de fijación (19 y 20) que se pegan a las bandas del alojamiento (18) se colocan unas juntas para sellar de un modo más seguro a los rodamientos y evitar la penetración de cuerpos sólidos en el interior. Tal y como se había comentado antes, en una de las bandas de cada alojamiento (18) hay mecanizado un canal para la junta tórica. Metida en el canal la junta queda aplastada por la tapa de fijación (19 y 20) rellenando los espacios vacíos del canal y asegurando un mejor aislamiento. En total hay cuatro juntas tóricas, una en cada alojamiento (18). Se han escogido juntas tóricas del fabricante “EPIDOR” de modelo **NBR70 410×4**. El material de las juntas es caucho acrílnitrilo butadieno que tiene buen comportamiento en contacto

con carbonato sódico y cloruro de amonio. La junta tiene un diámetro interior de 410 mm y diámetro de del aro de 4 mm. Las juntas se fabrican según la norma DIN 3771 en versión N (calidad normal).



Figura 6.33. Juntas tóricas (Fuente: EPIDOR)

29) Acoplamiento dentado → El acoplamiento dentado se encarga de transmitir el par motor y la velocidad rotacional desde los ejes de salida del reductor a los rodillos de compactación. Ya que el momento torsor a transmitir es muy elevado hemos escogido acoplamiento dentado. Es considerado como un acoplamiento flexible ya que transmite el torque con suavidad y permite cierta desalineación axial, radial y angular. Los acoplamientos tienen limitada su capacidad normal por las tensiones máximas de sus elementos flexibles. En un acoplamiento dentado la transmisión del par se realiza mediante la interacción de los dientes, como si fuera un engranaje. La forma abombada de los dientes permite desalineación tanto radial como angular, incluso axial pero en menor medida. Las tapas del acoplamiento están previstas de retenes para evitar la filtración de polvos y la fuga de lubricante. Son capaces de compensar el desalineamiento. La conexión del acoplamiento con los ejes se realiza mediante ajuste con interferencia y dos chavetas paralelas distribuidas a 180° (conexión tipo BO2). En cada rodillo de compactación se monta un acoplamiento dentado tenemos dos acoplamientos en total. Cada acoplamiento tiene que ser capaz de transmitir un momento torsor de 102 kN·m. Consultando los catálogos nos damos cuenta de que todos usan un método de cálculo semejante pero nos decantamos por la casa **“JAURE”**. A partir de los valores obtenidos en los cálculos vemos que podemos coger un acoplamiento más pequeño, pero debido al diámetro del eje de los rodillos tenemos que coger un acoplamiento más grande para poder montarlo sobre el eje. De modo que, hemos escogido acoplamiento de dientes abombados con espaciador intermedio para potencias elevadas **MTGX – HD tamaño 233** que nos asegura una torque nominal de **250800 N·m**. El espaciador debe ser de 1000 mm (1 metro) para asegurar una desalineación necesaria para el rodillo móvil, que queda calculada en el apartado de cálculos.

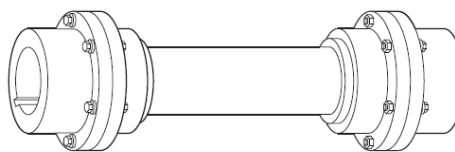


Figura 6.34. Acoplamiento dentado con espaciador (Fuente: www.sitsa.es)

30) Limitador del par → Actúa de acoplamiento de seguridad y deja de transmitir torque y velocidad rotacional si existe sobrecarga de los rodillos. Se acopla en los ejes del motor y del eje de entrada del reductor y se encarga de transmitir el par y la velocidad de giro del motor al reductor. A partir del cálculo hemos averiguado que el limitador del par debe transmitir un momento superior a $M_t \geq 1528 \text{ N}\cdot\text{m}$. Encontramos un limitador de fabricante “R+W” modelo **ES2 series 1500** con eje de sujeción y con estrella de elastómero que tiene un rango de torque entre $T_N = 1950 - 2450 \text{ N}\cdot\text{m}$ que se puede ajustar a las necesidades del cliente. La estrella de elastómero permite un suave arranque sin choques.



Figura 6.35. Limitador del par ES2 (Fuente: www.rw-couplings.com)

31) Motor eléctrico → Es el encargado de generar movimiento giratorio en los rodillos de compactación. Transmite el torque y la velocidad de rotación al reductor para que sean transformados. A partir de los valores obtenidos en el apartado de cálculos sabemos que necesitamos un motor con una potencia de 160 kW. Hemos escogido un motor de baja tensión (**400V / 50 Hz**) M2 BAX 315SMD 4 3GBA 31 2240ADM de “**ABB**” de **160 kW** de **4 polos** que gira a 1500 rpm con una eficiencia energética IE3. El motor tiene un **tamaño 315** (distancia de 315 mm hasta el centro del eje), se monta en los pies (IMB3), tiene una **protección IP65** (6 contra el polvo y 5 contra el agua), una clase térmica 130 (B) y con carcasa de fundición de hierro. La velocidad de giro del motor se controla y se puede variar mediante un variador de frecuencia.



Figura 6.36. Motor eléctrico de baja tensión ABB (Fuente: ABB)

32) Reductor → Se encarga de transformar el par y la velocidad de rotación entrantes que provienen del motor eléctrico (31). Entra un par pequeño y una velocidad de giro elevada y en la salida obtenemos un par elevado con una velocidad rotacional baja. Para nuestra briquetadora necesitaremos un reductor poco común ya que deberá tener dos ejes de salida para el árbol. Esto se justifica con la necesidad de sincronizar los dos rodillos de compactación para hacer coincidir las células y obtener una briqueta simétrica y bien compactada. La distancia entre los ejes de salida debe ser de 500 milímetros para puedan acoplarse a los ejes de los rodillos de compactación mediante el acoplamiento dentado (29). Como que necesitamos una velocidad de salida de 13 rpm y, teniendo en cuenta que la velocidad de giro del motor es de 1500 rpm, la relación de transmisión tiene que ser de $i = 1:115$ (según UPC), aproximadamente. El reductor ha de ser capaz de transmitir, como mínimo, 102 kN·m. Desgraciadamente no ha sido posible encontrar un reductor físico de semejante configuración, pero se ha encontrado un fabricante que, supuestamente, fabrica reductores con dos ejes de salida. El fabricante es “Brevini”, fabrica reductores de serie POSIRED TS de ejes paralelos con doble ejes de salida para el árbol, la relación de transmisión va de $i = 5:1$ a $i = 140:1$ y el par que puede transmitir es de $M_{tmax} = 1000 - 110000 \text{ N·m}$.



Figura 6.37. Reductor de ejes paralelos con doble eje de salida

(Fuente: <http://www.brevinipowertransmission.com>)

33) Central hidráulica → Proporciona presión suficiente y alimenta con fluido hidráulico todo el sistema hidráulico de la briquetadora. La central proporciona presión suficiente para los cilindros hidráulicos para lograr la fuerza de compactación deseada. Con los cálculos realizados tenemos toda la información necesaria para escoger la central adecuada. La central hidráulica escogida es de casa “**Hawe Hydraulik**” con código **V22**, tamaño **6916**, con **volumen de suministro (cilindrada) de $V_{max} = 16,04 \text{ cm}^3/\text{rev}$** y **presión máxima de servicio de $p_{max} = 550 \text{ bar}$** . El tanque (depósito) de la central está fabricado de aluminio con denominación **BL44 con un volumen de 44 litros**. El motor de la central es un motor estándar DIN EN 60034 de **4 polos 400V / 50Hz, de tamaño 180L y una potencia nominal de 22 kW**.



Figura 6.38. Central hidráulica con depósito de aluminio (Fuente: Hawe Hydraulik)

6.4. Otros elementos comerciales

- **Chapa perforada** → Sirven para la fabricación de elementos protectores tanto de los rodillos de compactación como de los acoplamientos dentados. Chapa perforada de acero inoxidable AISI 304L con agujero redondo $\varnothing 10$ mm, paso 15 mm y espesor 3 mm. Fabricante “Sólo Inox”. En total se requieren $3,82 \text{ m}^2$, pero redondeamos a 4 m^2 .
- **Tubo cuadrado** → Sirven de cuerpo rígido para los elementos de protección de los rodillos de compactación y de los acoplamientos dentados. Tubos cuadrados 20×20 mm de espesor 2 mm fabricados de acero inoxidable AISI 304. Fabricante “Aceros Bergara”. En total se necesitan 13,77 metros, pero redondeamos a 14 m.
- **Vigas HEB – 140** → Vigas para la formación del chasis de la briquetadora. En forma de “H” con 140 mm de alas y 12 mm de espesor, y 7 mm de espesor del alma. Proveedor “Incafe”. Necesitamos 7,23 metros y los redondeamos a 8 m.
- **Vigas HEB – 180** → Vigas para la formación del chasis de la briquetadora. En forma de “H” con 180 mm de alas y 14 mm de espesor, y 8,5 mm de espesor del alma. Proveedor “Incafe”. Necesitamos 4,81 metros y los redondeamos a 5 m.
- **Vigas IPN – 80** → Vigas para la formación del chasis de la briquetadora. En forma de “I” con 42 mm de alas y 5,9 mm de espesor, y una altura de 80 mm con 8,5 mm de espesor del alma. Proveedor “Incafe”. Necesitamos un total de 8,33 metros y los redondeamos a 9 m.
- **Tornillos DIN 931 M45×360 – 12.9** → Para uniones mediante pasador. En total 8 unidades. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125) y tuerca hexagonal baja (DIN 439).
- **Tornillos DIN 931 M10×270 – 8.8** → Tornillos para la unión de soporte del cáncamo. Un total de 8 unidades. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125) y tuerca común (DIN 934).
- **Tornillos DIN 912 M10×30 – 10.9** → Tornillos para la fijación de cilindros hidráulicos. Total de 40 unidades. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125).
- **Tornillos DIN 931 M10×40 – 8.8** → Tornillos para las tapas de fijación. Total de 24 unidades. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125).
- **Tornillos DIN 912 M16×60 – 8.8** → Tornillos Allen para fijación de las vigas transversales. 32 unidades en total.

- **Tornillos DIN 931 M10×40 – 8.8** → Para fijación de las vigas centrales. Un total de 16 unidades. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125).
- **Tornillos DIN 6912 M12×60 – 8.8** → Tornillos de retención para las guías de los alojamientos. Un total de 16 unidades.
- **Tornillos DIN 6912 M5×10 – 8.8** → Tornillos de retención para la cola de milano. En total 20 unidades.
- **Tornillos DIN 912 M10×50 – 8.8** → Tornillos Allen para la fijación de los segmentos del molde mediante segmentos de fijación. Total de 40 unidades.
- **Tornillos DIN 6912 M12×50 – 8.8** → Tornillos de retención para las chavetas de los ejes de los rodillos. 4 unidades en total.
- **Tornillos DIN 933 M24×80 – 8.8** → Tornillos para fijación del chasis a la base (suelo). Un total de 48 unidades con sus correspondientes arandelas planas (DIN 125).
- **Tornillos DIN 7991 M12×30 – 8.8** → Para fijar el cilindro hidráulico al fondo del cubo. Total de 8 unidades.
- **Tornillos DIN 912 M8×20 – 8.8** → Tornillos para fijar la boca de alimentación. En total 12 unidades con sus correspondientes arandelas planas (DIN 125).
- **Tornillos DIN 912 M6×30 – 8.8** → Para fijación de los elementos protectores de los rodillos. En total 8 unidades con sus correspondientes arandelas planas (DIN 125).
- **Tornillos DIN 931 M12×50 – 8.8** → Para fijar el módulo de compactación al chasis. En total hay 8 tornillos. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125) y tuerca común (DIN 934).
- **Tornillos DIN 931 M12×40 – 8.8** → Para unir el chasis con los apoyos. En total hay 48 tornillos. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125) y tuerca común (DIN 934).
- **Tornillos DIN 912 M6×30 – 8.8** → Para fijación de los elementos protectores de los acoplamientos dentados. En total 10 unidades con sus correspondientes arandelas planas (DIN 125).
- **Tornillos DIN 912 M6×30 – 8.8** → Para fijación del elemento protector del limitador del par. En total 4 unidades con sus correspondientes arandelas planas (DIN 125).
- **Tornillos DIN 931 M26×80 – 8.8** → Para unir el motor con el chasis. En total hay 4 tornillos. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125) y tuerca común (DIN 934).
- **Tornillos DIN 931 M20×80 – 8.8** → Para unir el chasis con los apoyos. En total hay 4 tornillos. Con su correspondiente arandela plana (DIN 125) y tuerca común (DIN 934).

6.5. Funcionamiento

En el presente apartado se explica el proceso de obtención de briquetas pero, sobretodo, se centra en la extracción y desmontaje de los rodillos de compactación.

6.5.1. Compactación

La formación de cuerpos sólidos en todas las máquinas compactadoras se basa en el mismo principio de cohesión de partículas del material que se suministra en estado de polvo. En general, dependiendo de la máquina que se usa esa fuerza de compactación será proporcionada por un pistón, que se mueve dentro de la camisa y comprime el producto en polvo, o por un sistema de dos rodillos giratorios, que comprimen el polvo del material cuando éste pasa entre los dos rodillos.

En nuestro proyecto el sistema usado para la formación de briquetas consiste en dos rodillos de compactación. Como muestra la imagen, el producto en polvo es conducido hasta la superficie de los rodillos. La alimentación de la máquina puede realizarse, ya sea mediante gravedad del peso propio del material a compactar a través de la tolva de alimentación, o con la ayuda de un husillo de alimentación. Normalmente, el método de alimentación depende de las características del polvo del material. Al pasar el polvo entre los dos rodillos, que ejercen una fuerza de compresión elevada el uno respecto al otro, las partículas del material cohesionan. En el momento de cohesión de partículas se genera calor y se forma una masa sólida, que al salir de la compactadora obtiene forma de briqueta sólida. El producto sólido obtenido se acerca mucho, en propiedades mecánicas, al material sólido natural, aunque, estos parámetros se pueden variar modificando los valores de la máquina en el panel de control. Las briquetas que van saliendo de la máquina se envasan, mientras que el polvo y los pequeños fragmentos se reciclan para poder ser utilizados en el proceso de nuevo.



Figura 6.39. Proceso de fabricación de briquetas (Fuente: <http://bioresurs.com>)

A veces es necesario añadir aglutinante al producto en polvo para que sea capaz de cohesionar y pasar a estado sólido, pero esto depende del material usado.

La fuerza de compactación necesaria se genera gracias a un sistema hidráulico donde los cilindros hidráulicos empujan uno de los rodillos para que presione contra el otro.

Entre los dos rodillos existe una pequeña separación por donde pasa el material en estado de polvo y se somete a elevada fuerza de compresión, y como consecuencia de compactarse 1,5 – 3 veces, el material obtiene forma de cuerpo sólido.

Uno de los rodillos se encuentra fijo, mientras que el otro es un rodillo móvil (sobre el que se aplica la fuerza de presión) y tiene un cierto margen de desplazamiento para la seguridad (en caso de que entren objetos sólidos de tamaño considerable).

El par que requieren los rodillos para comprimir el material viene proporcionado por un motor eléctrico a través de un reductor, que se une con los rodillos mediante acoplamientos.

Los parámetros a modificar para obtener el producto deseado son:

- Velocidad de giro de los rodillos de compactación.
- Presión en los cilindros hidráulicos de compactación.

Si aumentamos la velocidad de giro de los rodillos aumentaremos la producción pero bajara la densidad de las briquetas y, por lo tanto, la calidad de éstas. Si bajamos la velocidad de giro la compactación se ejercerá con más eficiencia y aumentará la calidad del producto a precio de la producción. Por otro lado, podemos aumentar la presión en los rodillos pero bajando la producción, sin embargo, si la presión no es lo suficientemente alta las briquetas corren el peligro de malformación e incluso no formación de cuerpo sólido.

El ámbito de aplicación de máquinas compactadoras es muy amplio y recoge sectores como:

- Industria química.
- Industria de sector de materia prima.
- Industria relacionada con combustibles sólidos.
- Carbono.
- Reciclaje de residuos (gran importancia).
- Etc.

6.5.2. Extracción de rodillos

Para poder extraer los rodillos de compactación de la caja de la briquetadora, antes de nada, se debe para la máquina, desconectarla de la red y vaciarla del producto en polvo. Una vez tengamos la máquina desconectada y vacía podemos proceder con los siguientes pasos:

- a) Extraer los pasadores de la parte superior de la briquetadora. La unión con mediante pasador de la parte inferior permite tener las vigas verticales con articulación y que se sean capaces de girar respecto el eje del pasador.

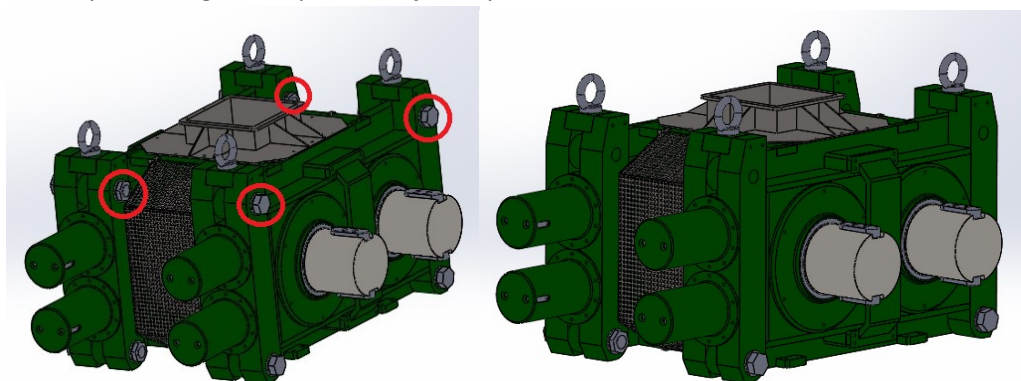


Figura 6.40. Extracción de los pasadores superiores (Fuente: propia)

- b) Con la ayuda de los cáncamos debemos colocar las vigas verticales en posición horizontal para que queden collineales con las vigas horizontales. Las vigas verticales requieren unos apoyos para quedarse fijadas en posición horizontal (altura especificada en los planos).

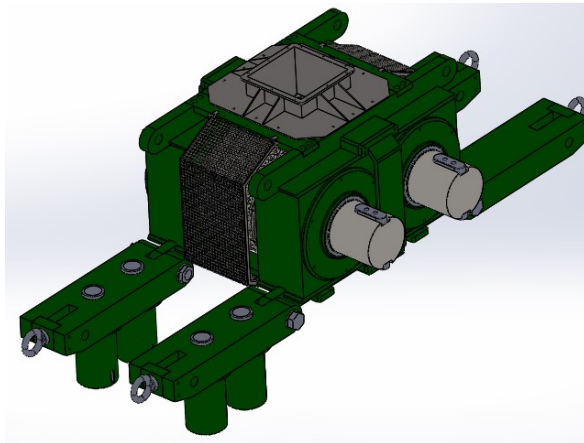


Figura 6.412. Vigas verticales en posición horizontal (Fuente: propia)

- c) Con las vigas verticales en posición horizontal será más fácil desmontar los elementos de protección de los tambores de compactación. Destornillamos los tornillos que unen los elementos protectores a la estructura y quitamos las protecciones.

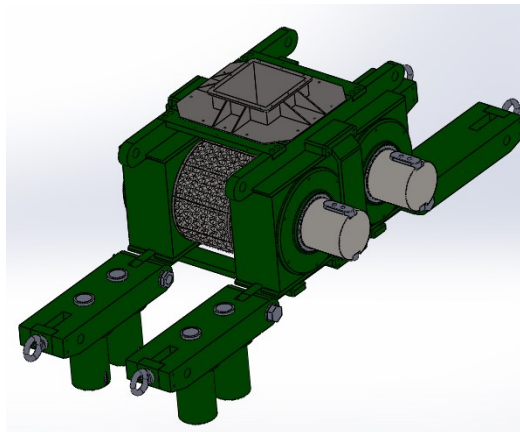


Figura 6.42. Desmontaje de los elementos de protección. (Fuente: propia)

- d) En estas condiciones podemos extraer los rodillos de compactación. Es importante, antes, desconectar los ejes de los rodillos de los acoplamientos dentados para realizar correctamente la extracción. Se pueden usar motorreductores para extraer el grupo ya que tiene un peso elevado. Los rodillos quedarán en reposo sobre las vigas verticales que sirven de apoyo.

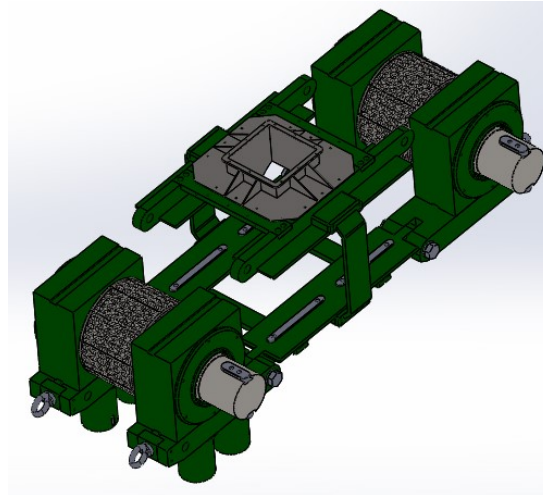


Figura 6.43. Rodillos de compactación apoyados en las vigas (Fuente: propia)

- e) Los rodillos de compactación están listos para ser transportados para poder desmontar los alojamientos y los rodamientos.

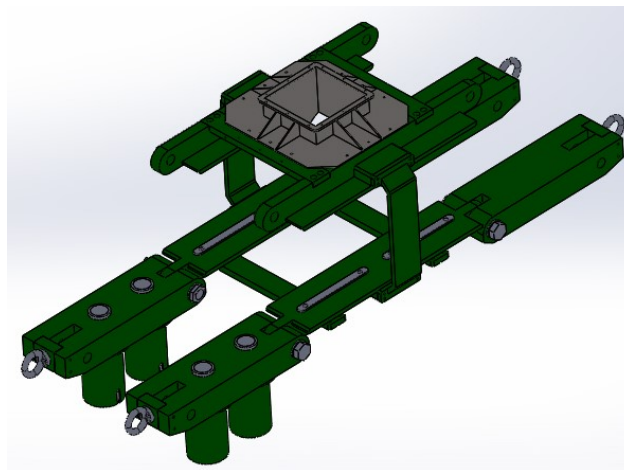


Figura 6.44. Rodillos de compactación extraídos (Fuente: propia)

6.5.3. Extracción de segmentos del molde

Una vez tengamos el bloque del rodillo de compactación fuera de la caja de la briquetadora procedemos con su desmontaje.

- f) Quitamos las chavetas del eje principal para que no nos impidan el desmontaje de los sellos y de las tapas de fijación.

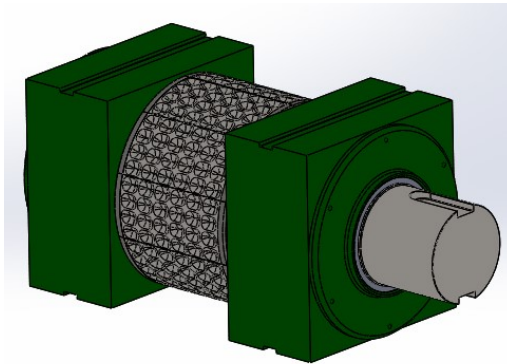


Figura 6.45. Eliminación de chavetas del eje del rodillo (Fuente: propia)

- g) Quitamos las tapas de fijación destornillando los tornillos que la unen al alojamiento. Préviamente es necesario desmontar el sello radial de la tapa para no dañarlo.

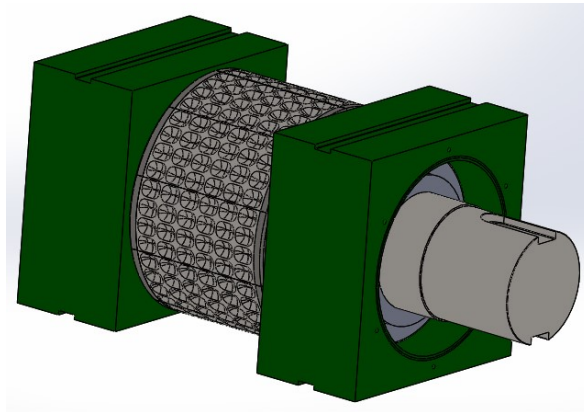


Figura 6.46. Tapas de fijación desmontadas (Fuente: propia)

- h) De ese modo, tenemos acceso a los manguitos de los rodamientos. Quitando las tuercas de fijación y de desmontaje podemos extraer los rodamientos junto con los alojamientos. Tener en cuenta que al otro lado del alojamiento se encuentra otro sello radial que es aconsejable desmontar para evitar daños en su labio.

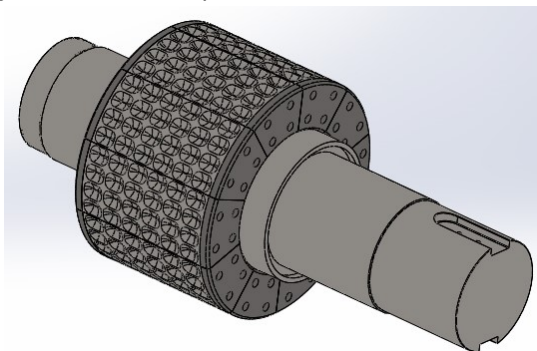


Figura 6.47. Rodillo de compactación sin rodamientos (Fuente: propia)

- i) Es preferible desmontar los anillos distanciadores para que no molesten. Para desmontar los segmentos del molde tenemos que destornillar los tornillos Allen presentes en cada banda del tambor (a modo de ejemplo se desmonta un único segmento).

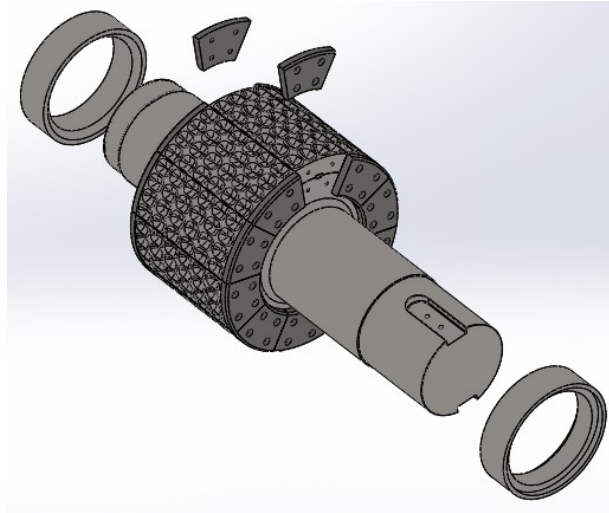


Figura 6.48. Destornillación de los segmentos de fijación (Fuente: propia)

- j) Extraídos los segmentos de fijación no aliberan del todo el segmento del molde ya que está unido al eje principal mediante la cola de milano. Deslizando el segmento del molde a lo largo del eje principal conseguimos extraerlo del todo.

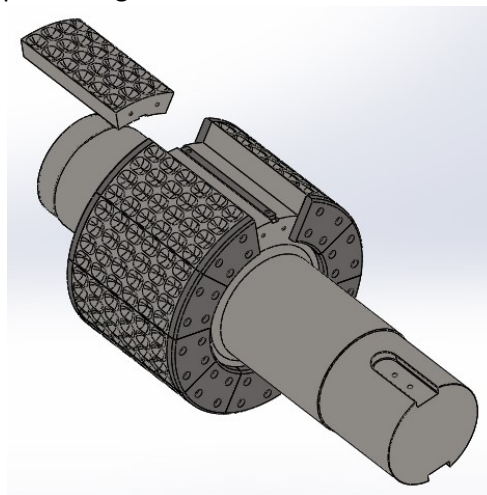


Figura 6.49. Extracción del segmento del molde (Fuente: propia)

Si seguimos todos estos pasos, tendremos el segmento del molde desmontado y listo para realizar algún tipo de mantenimiento (limpieza, etc.), reparación, transporte o sustitución.

6.6. Fabricación especial

Los segmentos del molde es una pieza compleja que requiere un proceso de fabricación especial. Las células que están grabadas encima tienen una geometría peculiar y requieren una gran precisión de mecanizado para formar briquetas simétricas de buena calidad.

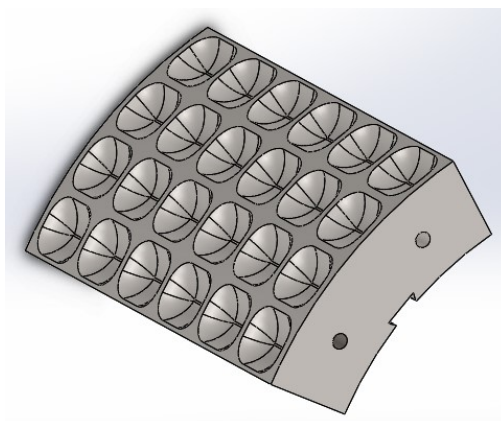


Figura 6.50. Segmento del molde (Fuente: propia)

6.6.1. Mecanizado electroquímico

La forma de las células del molde se pueden obtener mediante mecanizado CNC que sea capaz de realizar movimientos complejos debido a la complejidad de la geometría. Hemos optado por un mecanizado electroquímico que parece ser más preciso y copia con exactitud la forma de la briqueta.

El mecanizado electroquímico (ECM) consiste en hechurar una preforma metálica a la forma deseada mediante la aplicación de un potencial anódico, frente a un cátodo (que tiene forma del negativo), en una disolución electrolítica. En realidad es un mecanizado con arranque de material por disolución anódica. Es capaz de arrancar cantidades considerables de material. Tiene una buena precisión y un estado de superficie equivalente. Además los tiempos de operación son mucho más cortos y no se utilizan productos tóxicos. Otra de las ventajas de dicho proceso es que no se genera calor en el proceso, fenómeno favorable, sobretudo, para aleaciones duras. El producto final queda absolutamente sin rababas, prácticamente no se genera calor en la pieza ni fricción, las herramientas no se desgastan y no se requieren operaciones adicionales para un buen acabado superficial. La velocidad de arranque del material no depende de la dureza del material ni de su tenacidad.

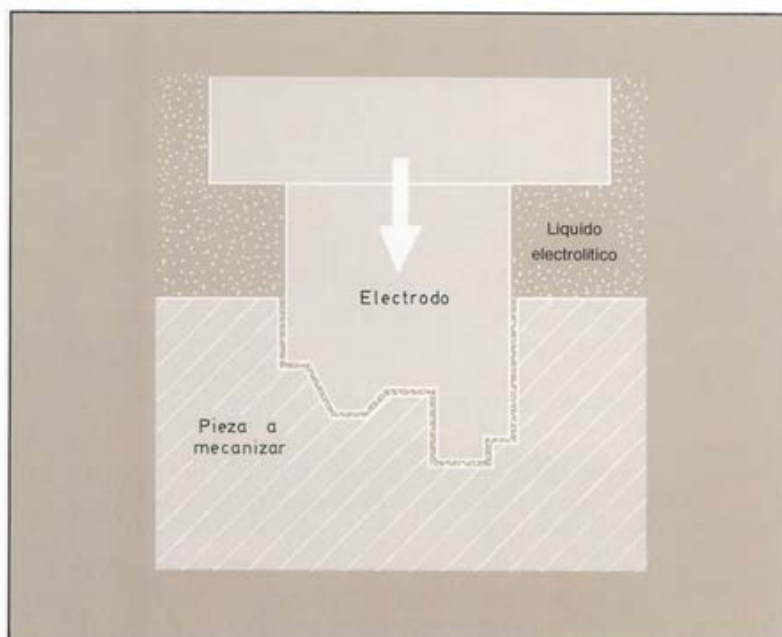


Figura 6.513. Mecanizado electroquímico (Fuente: “Electromecanizado: electroerosión y mecanizado electroquímico”, Pere Molera Solà)

El mecanizado de las células consistirá en usar la forma final de la briqueta (mecanizada mediante CNC) como electrodo y aplicar el mecanizado electroquímico procurando que la geometría de la briqueta quede tangente al radio del segmento del molde. De ese modo conseguiremos la geometría de células deseada, con buena precisión y, además, con un acabado superficial necesario ya que es importante tener una superficie bien pulida para compactar el producto en polvo correctamente (con el tiempo la superficie de las células se pulirán más, todavía, mediante el contacto con el propio producto en polvo).

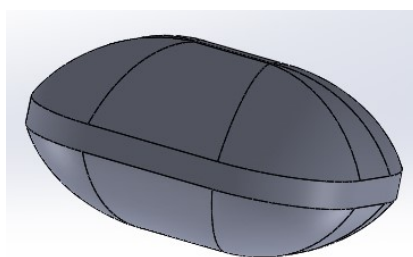


Figura 6.52. Briqueta (Fuente: propia)

6.6.2. Nitruración

Es un tratamiento termoquímico aplicado al acero que consiste en añadir nitrógeno mientras la pieza es calentada (entre 500 – 600 °C) y, de ese modo, formar compuestos duros en la superficie del acero (nitruros). Los objetivos del proceso son: aumentar la dureza superficial manteniendo la dureza del núcleo; incrementar la resistencia a la corrosión; aumentar la resistencia al desgaste y a la fatiga.

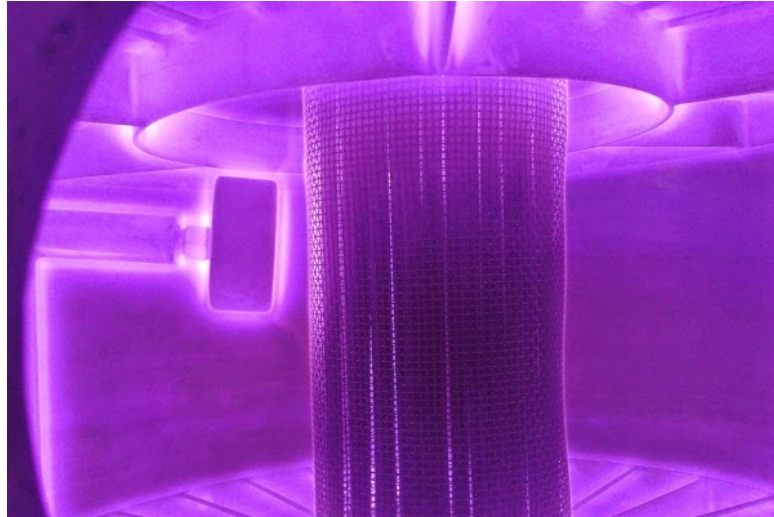


Figura 6.53. Proceso de nitruración (Fuente: <http://kuzudecoletaje.es>)

7. Selección de materiales

- **Ejes de los rodillos de compactación** → Acero **34CrNiMo6** de gran templabilidad y una buena tenacidad. Se comporta bien a los choques y a los esfuerzos de torsión. Se usa en piezas de grandes dimensiones fuertemente solicitadas.
 $\sigma_R = 1200 \text{ MPa}$
 $\sigma_F = 1000 \text{ MPa}$
- **Estructura “caja”** → Usado en la fabricación de todas las vigas de la estructura y de las tapas de fijación. Acero **C45** con buena tenacidad y buena dureza superficial se halla fácilmente en el mercado.
 $\sigma_R = 750 \text{ MPa}$
 $\sigma_F = 580 \text{ MPa}$
- **Alojamientos y anillos distanciadores** → Acero **C60** resistente al desgaste.
 $\sigma_R = 800 \text{ MPa}$
 $\sigma_F = 630 \text{ MPa}$
- **Cubos/soportes para cilindros hidráulicos** → Acero **34CrMo4** de buena resistencia y tenacidad. El más usado en características elevadas y se halla fácilmente en el mercado.
 $\sigma_R = 9000 \text{ MPa}$
 $\sigma_F = 650 \text{ MPa}$
- **Segmentos de fijación** → Acero inoxidable **316Ti**.
- **Boca de alimentación** → Chapa de acero inoxidable **AISI 304**.
- **Segmentos del molde** → Acero **31CrMoV9** con máxima resistencia mecánica en el núcleo ($R_m = 1080 - 1270$) con una dureza superficial elevada. Es un acero apto para el proceso de nitruración.
- **Elementos de protección** → Todos los elementos de protección hechos con acero inoxidable **AISI 304**.

Todos los aceros provienen del fabricante “ThyssenKrupp” (www.thyssenkrupp-materials.es).

8. Cálculo

8.1. Factor de seguridad

Según "Mechanical Design Handbook" por Harold A. Rothbart, los valores comunes de factor de seguridad empleados en aplicaciones típicas de diseño de máquinas va desde 1 a 3, y llega a 10 en diseño de algunos recipientes a presión (no es nuestro caso).

Podemos calcular el valor exacto del factor de seguridad (FS) mediante el método de Pugsley:

$$FS = n_{xx} \cdot n_{yy}$$

Donde:

- n_{xx} → Factor de seguridad que involucra las características A, B y C.
- n_{yy} → Factor de seguridad que involucra las características D y E.

Las características quedan tabuladas en las tablas que se muestran a continuación y sus significados son los siguientes:

- A → Calidad de los materiales.
- B → Control sobre la carga aplicada.
- C → Exactitud del análisis del esfuerzo.
- D → Peligro para el personal.
- E → Impacto económico.

Característica			B			
			mb	b	r	p
A=mb	C=	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A=b	C=	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A=r	C=	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A=p	C=	mb	1.7	2.05	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95
mb= muy bien			b= bien			
r= regular			p= pobre			

Figura 8.1. Características A, B y C (Fuente: <https://ru.scribd.com>)

Característica		D		
		ns	s	ms
E=	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6
ms= muy serio		s= serio	ns= no serio	

Figura 8.2. Características D y E (Fuente: <https://ru.scribd.com>)

Generalmente, nos interesará que las piezas no se deformen elásticamente, por ese motivo, definimos a la resistencia del material como la tensión del límite elástico (σ_F). La sollicitación es la tensión a la que se somete la pieza (σ). Para verificar si se mantiene el factor de seguridad establecido usaremos la siguiente definición:

$$FS = \frac{\text{resistencia}}{\text{solicitación}} = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\max}}$$

Donde:

- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad.
- $\sigma_F \rightarrow$ Límite a fluencia (MPa).
- $\sigma_{\max} \rightarrow$ Tensión máxima (MPa).

8.2. Momento torsor

Una de las complicaciones del presente proyecto ha sido la determinación del momento torsor producido en los rodillos de compactación que se requiere generar para compactar el producto en polvo.

A continuación se explican dos (2) métodos de cálculo con distintas hipótesis.

8.2.1. Hipótesis I

Al inicio de todo, se había planteado una hipótesis para determinar el momento torsor a partir de la fuerza de fricción que se genera en los rodillos de compactación. La hipótesis consistía en aproximar el momento torsor al producto de la fuerza de fricción por el radio del rodillo:

$$M_t = F_f \cdot r$$

Donde:

- $M_t \rightarrow$ Momento torsor generado en los rodillos de compactación (N·m).
- $F_f \rightarrow$ Fuerza de fricción producida en los rodillos (N).
- $r \rightarrow$ Radio del rodillo (m).

La fuerza de fricción estará compuesta por las fuerzas de fricción generadas por: el peso del rodillo con el peso del producto, la fuerza de compactación en los rodamientos y la fuerza de compactación en los rodillos. De modo que la ecuación queda:

$$F_f = Ff_{rod1} + Ff_{rod2} + Ff_{tamb}$$

Donde:

- Ff_{rod1} → Fuerza de fricción en el rodamiento debida al peso (N).
- Ff_{rod2} → Fuerza de fricción en el rodamiento debida a la compactación (N).
- Ff_{tamb} → Fuerza de fricción en el tambor debida a la compactación (N).

En el dibujo siguiente se representan las distintas fuerzas de rozamiento:

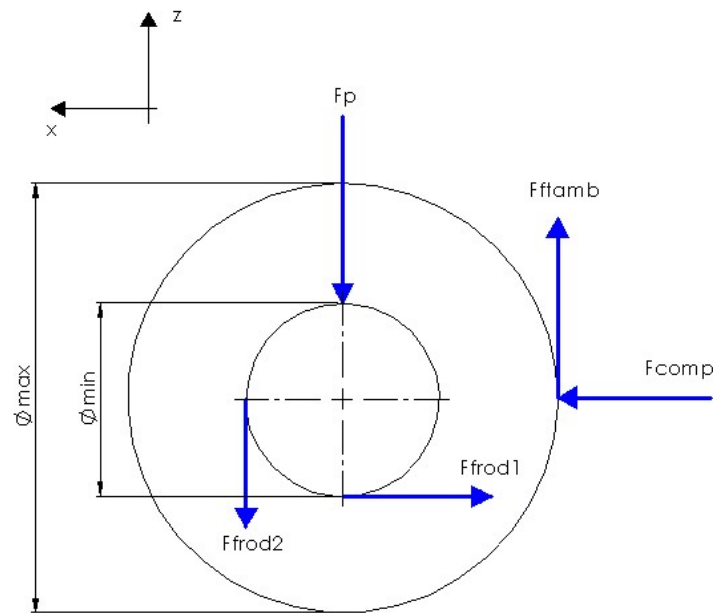


Figura 3.2. Fuerzas de fricción producidas en el eje (Fuente: propia)

Fuerza de rozamiento debida al peso del rodillo junto con el peso del producto:

$$Ff_{rod1} = P \cdot \mu_{rod}$$

Fuerza de fricción debida a la compactación del producto:

$$Ff_{rod2} = F_{comp} \cdot \mu_{rod}$$

Donde:

- Ff_{rod1} → Fuerza de fricción en el rodamiento debida al peso (N).
- Ff_{rod2} → Fuerza de fricción en el rodamiento debida a la compactación (N).
- P → Peso del rodillo y del producto (N).
- F_{comp} → Fuerza de compactación (N).
- μ_{rod} → Coeficiente de fricción en el rodamiento.

Para calcular la fuerza de fricción que se produce en el tambor suponemos que proviene del producto de la fuerza normal y el coeficiente de rozamiento:

$$F_{f_{tamb}} = F_{comp} \cdot \mu_{prod}$$

Donde:

- $F_{f_{tamb}}$ → Fuerza de fricción en el tambor debida a la compactación (N).
- F_{comp} → Fuerza de compactación (N).
- μ_{prod} → Coeficiente de fricción entre el rodillo y el producto en polvo.

Para encontrar el coeficiente de fricción del producto en polvo tenemos que consultar literatura con las propiedades de diferentes materiales en polvo.

En el caso de los rodamientos, disponemos de la siguiente tabla con los diferentes tipos de rodamientos y sus correspondientes coeficientes de fricción:

Tabla 1 - Coeficiente constante de fricción μ para rodamientos abiertos

Tipo de rodamiento	Coeficiente de fricción μ
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas de contacto angular	
– de una hilera	0,0020
– de dos hileras	0,0024
– cuatro puntos de contacto	0,0024
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de rodillos cilíndricos	
– con una jaula, cuando $F_a \approx 0$	0,0011
– completamente llenos de rodillos, cuando $F_a \approx 0$	0,0020
Rodamientos de agujas con jaula	0,0020
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos de rodillos toroidales CARB con jaula	0,0016
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de agujas	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018

Figura 8.3. Coeficiente de fricción para distintos tipos de rodamientos (Fuente: <http://www.skf.com>)

En las tablas ... vemos que el coeficiente de rozamiento para diferentes tipos de materiales en forma de polvo obtiene valores comprendidos entre $\mu = 0,30 - 1,00$. La tabla ha sido simplificada y traducida, por ese motivo obtiene un formato distinto de la fuente primaria.

Material	Coeficiente de rozamiento sobre				Ángulo interno (grados)
	Interno	Acero	Madera	Goma	
Yeso	0,58 - 0,82	0,61 - 0,78	-	0,70 - 0,82	45
Arcilla	0,84 - 1,00	0,75 - 1,00	-	-	35
Cal	0,56 - 0,70	0,35	0,4	-	43
Caliza	0,57 - 1,26	0,56 - 1,00	0,7	0,66	-
Ceniza	0,84 - 1,20	0,60 - 0,85	1	-	40 - 45

Silicio	0,57 - 0,84	0,32 - 0,84	-	0,46 - 0,56	35 - 45
Polvo mineral	-	-	-	-	-
Tiza	0,81	-	-	-	45
Cemento	0,50 - 0,84	0,30 - 0,65	0,30 - 0,40	0,61	40 - 50
Barilla	0,71 - 1,02	0,30 - 0,70	0,48	0,44 - 0,68	43 - 45
Arlita	-	-	-	-	35 - 40
Arena	0,8	0,8	-	0,56	40 - 45
Arena - cemento	-	-	-	-	40 - 50

Figura 8.4. Coeficiente de fricción para distintos materiales en polvo

(Fuente: <http://www.stroymehnika.ru>)

Si el coeficiente de rozamiento de un producto en polvo sobre una superficie de acero es desconocido, podemos hacer una aproximación:

$$f = \tan \varphi$$

$$\mu_{prod} = 0,75 \cdot f$$

Donde:

- $\varphi \rightarrow$ Ángulo de rozamiento interno.
- $f \rightarrow$ Coeficiente de fricción interno.
- $\mu \rightarrow$ Coeficiente de fricción del producto sobre acero.

Sustituyendo las definiciones anteriores en la ecuación ... obtenemos lo siguiente:

$$M_t = (Ff_{rod1} + Ff_{rod2} + Ff_{tamb}) \cdot r = (P \cdot \mu_{rod} + F_{comp} \cdot \mu_{rod} + F_{comp} \cdot \mu_{prod}) \cdot \frac{d}{2}$$

Para simplificar el cálculo consideramos que todas las fuerzas de rozamiento se producen en el radio del rodillo de compactación ($d = 500$ mm).

8.2.2. Hipótesis II

La segunda hipótesis consiste en analizar diferentes máquinas del mercado, junto con la máquina de referencia, y a partir de sus características determinar el momento torsor que se genera en cada una de ellas y sacar una relación de todo esto.

Exactamente lo que se va a hacer es conservar la hipótesis de que el momento torsor es el producto de una fuerza (desconocida) y del radio del rodillo. Esta fuerza será lo que determinaremos en las máquinas del mercado para, posteriormente, sacar una relación con la fuerza de compactación.

Primero de todo, tendremos que averiguar el momento torsor que se genera en los rodillos compactadores. Para ello calculamos el momento torsor de entrada que ofrece el motor eléctrico:

$$P_N = M_t^e \cdot \omega \rightarrow M_t^e = \frac{P_N}{\omega}$$

Donde:

- $M_t^e \rightarrow$ Momento torsor de entrada (N·m).

- $P_N \rightarrow$ Potencia nominal del motor eléctrico (W).
- $w \rightarrow$ Velocidad angular del motor (rad/s).

Para pasar de revoluciones por minuto a radianes por segundo usamos la siguiente definición:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n_1$$

Donde:

- $w \rightarrow$ Velocidad angular del motor (rad/s).
- $n_1 \rightarrow$ Velocidad de giro del motor (rpm).

Si sustituimos la velocidad angular en la fórmula ... nos quedará:

$$M_t^e = \frac{60 \cdot P_N}{2 \cdot \pi \cdot n_1}$$

Normalmente, la potencia nominal y la velocidad de giro son proporcionados por el fabricante.

Con las velocidades de giro del motor y de los rodillo se puede obtener la relación de transmisión que nos servirá para calcular el momento torsor de salida:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{M_t^s}{M_t^e}$$

Una vez calculada la relación de transmisión aislamos el momento de salida:

$$M_t^s = i \cdot M_t^e$$

Donde:

- $i \rightarrow$ Relación de transmisión.
- $M_{te} \rightarrow$ Momento torsor de entrada (N·m).
- $M_{ts} \rightarrow$ Momento torsor de salida (N·m).

A partir de la hipótesis I, podemos determinar la fuerza que está implicada en el momento torsor si la aplicamos en el radio del rodillo:

$$M_t^s = F_M \cdot r = F_M \cdot \frac{d}{2}$$

Que aislando la fuerza queda:

$$F_M = \frac{2 \cdot M_t^s}{d}$$

Donde:

- $F_M \rightarrow$ Fuerza que crea el momento torsor en el rodillo (N).
- $M_{ts} \rightarrow$ Momento torsor de salida (N·m).
- $d \rightarrow$ Diámetro del rodillo de compactación (m).

Con la fuerza de compactación, que normalmente es facilitada por el fabricante, y la fuerza implementada en el momento torsor establecemos la relación siguiente:

$$F_M = F_{comp} \cdot j \rightarrow j = \frac{F_M}{F_{comp}}$$

Donde:

- $j \rightarrow$ Relación entre la fuerza de compactación y la fuerza del momento torsor.
- $F_M \rightarrow$ Fuerza que crea el momento torsor en el rodillo (N).
- $F_{comp} \rightarrow$ Fuerza de compactación en los rodillos (N).

Con ésta relación podemos aproximar la fuerza que tiene efecto en el momento torsor:

$$M_t = F_M \cdot r = F_M \cdot \frac{d}{2}$$

Siendo la fuerza que genera el momento torsor:

$$F_M = F_{comp} \cdot j$$

8.3. Eje trabajando a fatiga

Tenemos un eje escalonado (con distinta sección) biapoyado. La sección central debe ser mayor que los extremos del eje ya que en el centro es donde se produce la compactación del producto y la flexión es mayor. En el dibujo esquemático podemos apreciar las diferentes secciones que son de nuestro interés junto con las distintas cargas que se aplican sobre cada uno de los ejes:

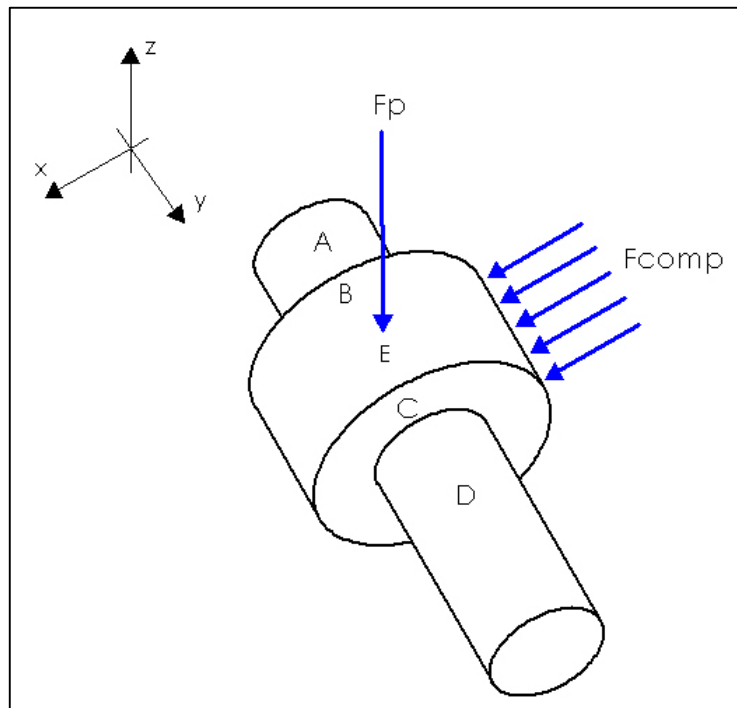


Figura 8.5. Cargas aplicadas sobre el eje (Fuente: propia)

Tenemos una fuerza de compactación (F_{comp}) perpendicular al eje en dirección x y una fuerza debida al peso del producto junto con el peso del rodillo (F_p) que cae por arriba en dirección z.

8.3.1. Geometría del eje

Como que todavía desconocemos el tamaño de los rodamientos cogeremos un valor aproximado de anchura del rodamiento para determinar la distancia entre el rodillo y el centro del rodamiento.

En la siguiente figura se puede observar la geometría aproximada del eje:

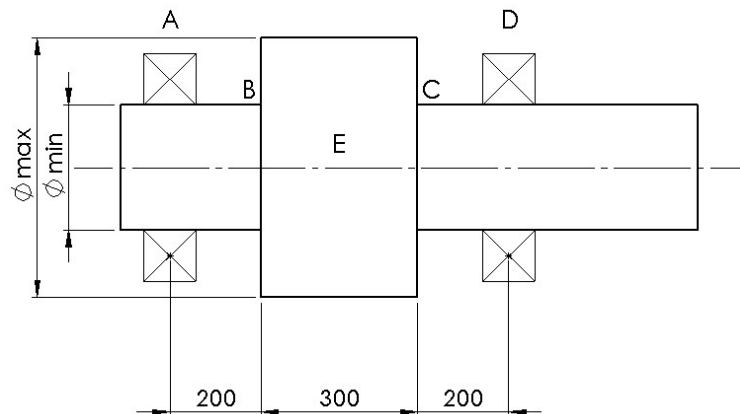


Figura 8.6. Geometría del eje (Fuente: propia)

El diámetro máximo (\varnothing_{max}) no debe superar los 500mm ya que ese diámetro pertenece a la dimensión final de nuestro rodillo y se requiere cierto margen para instalar los segmentos con las células de briquetas. El diámetro mínimo (\varnothing_{min}) es desconocido por el momento, y se calculará más adelante. La largada del rodillo de compactación es de 300mm. El resto de dimensiones no es relevante para nuestro cálculo ya que disponemos de las distancias necesarias, pero se determinarán en un futuro.

El eje queda dividido en cinco (5) secciones:

- Secciones de resalte entre el diámetro mayor y menor (secciones B y C).
- Secciones de fijación de rodamientos (secciones A y D) que mantienen una separación de 80mm desde el resalte hasta el rodamiento.
- Sección central del rodillo de compactación (sección E).

8.3.2. Cargas que actúan sobre el eje

Los rodamientos soportan el eje y presentan las correspondientes reacciones (A_x , A_z , D_x y D_z) tal y como se muestra en el esquema simplificado:

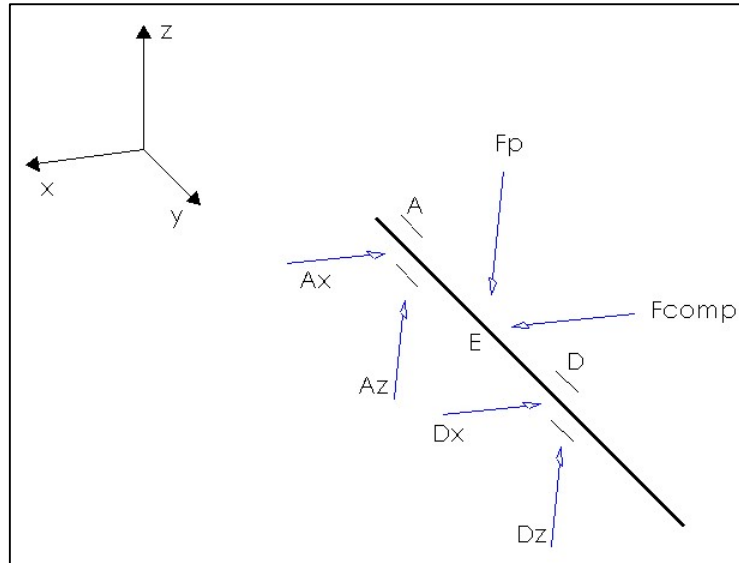


Figura 8.7. Reacciones de los rodamientos en el eje (Fuente: propia)

En el eje tenemos las siguientes fuerzas:

- La fuerza debida a la compactación del producto de valor $F_c = 80\text{kN/cm}$, que se reparte a lo largo del rodillo de compactación y que actúa en la dirección x.
- Fuerza debida al peso del rodillo de compactación junto con el peso del producto (F_p) que está por determinar.
- Reacciones que generan los rodamientos en dirección x (A_x y D_x).
- Reacciones que generan los rodamientos en dirección z (A_z y D_z).

La fuerza de compresión se reparte linealmente a lo largo del rodillo y tiene unidades de kN/cm. Para determinar la fuerza puntual correspondiente multiplicamos por la longitud del rodillo:

$$F_{comp} = F_c \cdot L$$

Donde:

- F_{comp} → Fuerza puntual de compactación (kN).
- F_c → Fuerza de compactación entre unidad de longitud (kN/cm).
- L → Longitud del rodillo de compactación (cm).

La fuerza ejercida por el peso (F_p) se aplica sobre el centro del rodillo y se compone por el peso del tambor (P_{tambor}) y el peso del producto ($P_{producto}$):

$$F_p = P_{tambor} + P_{producto}$$

El peso del tambor se puede calcular sabiendo el volumen del rodillo de compactación, que multiplicado por la densidad del acero y la gravedad obtendremos el peso:

$$P_{tambor} = V \cdot \rho \cdot g$$

Donde

$$V = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L$$

Donde:

- P_{tambor} → Peso del tambor (N).
- V → Volumen del cilindro del tambor (m^3).
- ρ → Densidad del acero ($\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$).
- g → Gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).
- D → Diámetro del rodillo (m).
- L → Longitud del rodillo (m).

El peso del producto lo aproximaremos aceptando la hipótesis de que en la empresa usan sacos de una tonelada (1 t) que se depositan sobre la boca de alimentación y usando, básicamente, la misma definición anterior:

$$P_{\text{producto}} = m \cdot g$$

Donde:

- P_{producto} → Peso del producto (N).
- m → Masa del producto (kg).
- g → Gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

8.3.3. Reacciones en los apoyos del eje y fuerzas de rozamiento

Con las cargas que actúan sobre el eje podemos determinar las reacciones en los apoyos de los rodamientos.

En los siguientes dibujos esquemáticos se representan las diferentes proyección del eje junto con sus cargas y correspondientes reacciones.

Proyección x – y

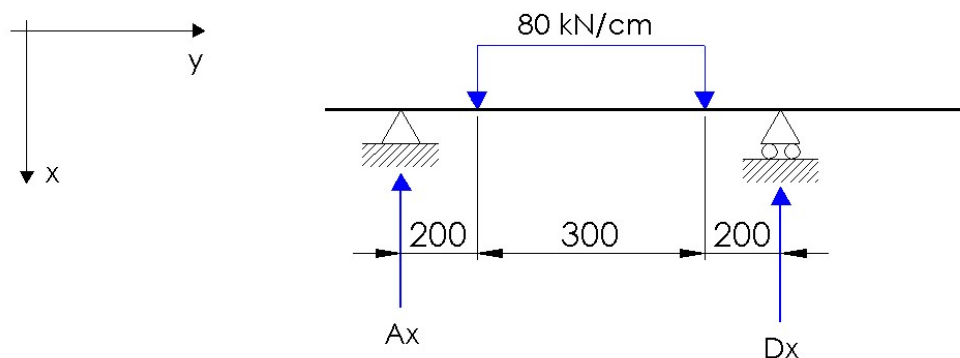


Figura 8.8. Proyección x – y del eje (Fuente: propia)

Conocemos la fuerza de compactación (F_{comp}) que actúa sobre el eje. Debido a la simetría de la distribución, las reacciones en los apoyos serán iguales:

$$A_x = D_x = R_x$$

Haciendo el sumatorio de fuerzas e igualando a cero obtenemos la expresión siguiente:

$$2 \cdot R_x - F_{comp} \rightarrow R_x = \frac{F_{comp}}{2}$$

Proyección z – y

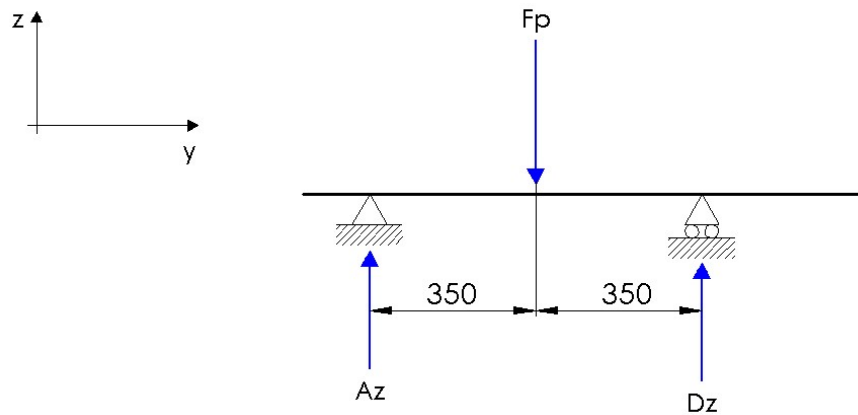


Figura 8.9. Proyección z – y del eje (Fuente: propia)

Sucede exactamente lo mismo que en la proyección anterior.

Las reacciones en los apoyos son iguales debido a la simetría de su distribución y valen:

$$R_z = \frac{F_p}{2}$$

Proyección z – x

Calculando las fuerzas de fricción que se producen en el eje podemos determinar el momento torsor necesario para compactar el producto en polvo.

En el dibujo siguiente se representan las distintas fuerzas de rozamiento:

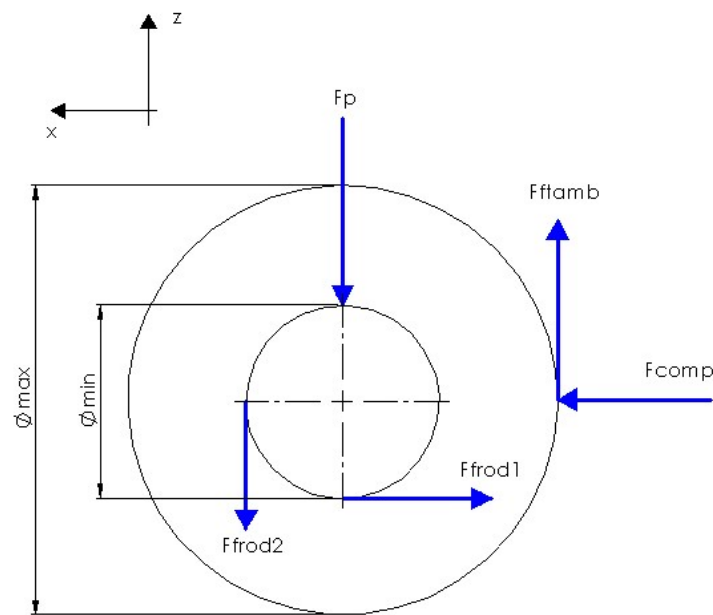


Figura 8.30. Fuerzas de fricción producidas en el eje (Fuente: propia)

Para ello debemos calcular las fuerzas de fricción producidas por:

- El peso en los rodamientos ($F_{f_{rod1}}$).
- Fuerza de compactación en los rodamientos ($F_{f_{rod2}}$).
- Fuerza de compactación entre los dos rodillos ($F_{f_{tamb}}$).

Las fuerzas de fricción se obtiene a partir de la acción de la fuerza normal multiplicada por el coeficiente de rozamiento.

Así, la fricción producida en los rodamientos a causa del peso aplicado viene dada por:

$$Ff_{rod1} = F_p \cdot \mu_{rod}$$

Y la fricción causada por la fuerza de compactación será:

$$Ff_{rod2} = F_{comp} \cdot \mu_{rod}$$

Donde:

- Ff_{rod1} → Fuerza de fricción en los rodamientos producida por el peso (kN).
- Ff_{rod2} → Fuerza de fricción en los rodamientos producida por la fuerza de compactación (N).
- F_{comp} → Fuerza de compactación (kN).
- F_p → Fuerza de peso (kN)
- μ_{rod} → Coeficiente de rozamiento de los rodamientos ($\mu = 0,0018$).

El coeficiente de fricción viene proporcionado por el fabricante en la tabla

La fuerza de rozamiento (Ff_{tamb}) que se produce entre los dos rodillos se determina a partir de la relación hallada en el apartado ..., que es la siguiente:

$$\frac{Ff_{tamb}}{F_{comp}} = \frac{1}{6}$$

Donde:

- Ff_{tamb} → Fuerza de rozamiento en el rodillo (kN).
- F_{comp} → Fuerza de compactación (kN).

8.3.4. Diagramas

Aquí se reflejan los diagramas de:

- Esfuerzo cortante.
- Momento flector.
- Momento torsor.
- Esfuerzo axil (no aparece en nuestro caso).

En total debemos obtener seis (6) diagramas, pero en nuestro caso sólo aparecerán cinco (5) y faltará el diagrama de esfuerzos axiles. Esto es debido a que en el eje no actúan fuerzas axiles.

A la hora de dibujar los diagramas hay que tener en cuenta varias cosas:

- Los tramos continuos en diagramas de esfuerzos corresponden a cargas constantes, mientras que los tramos lineales son de cargas repartidas linealmente.
- Los tramos lineales en diagramas de momento flector corresponden a los tramos continuos de los diagramas de esfuerzos, mientras que los tramos parabólicos del momento flector están asociados a los tramos lineales en el diagrama de esfuerzo.

En el diagrama de esfuerzo los tramos obtienen valores de las reacciones calculadas.

El momento flector, en todos los casos, se puede calcular de la manera siguiente:

$$Mf = R \cdot \frac{l}{2}$$

Donde:

- M_f → Momento flector máximo (kN·m).
- R → Reacciones correspondientes a cada proyección (kN).
- l → Distancia entre los puntos de apoyo ($l = 700$ mm).

Para determinar el momento torsor (M_t) necesario tenemos que multiplicar la fuerza de fricción total (F_f) que se genera en el eje y multiplicarla por el radio del tambor (r):

$$M_t = F_f \cdot r$$

Donde

$$F_f = Ff_{rod1} + Ff_{rod2} + Ff_{tamb}$$

Donde:

- M_t → Momento torsor máximo (kN·m).
- F_f → Fuerza de fricción total (kN).

- $r \rightarrow$ Radio del rodillo de compactación (m).
- $Ff_{rod1} \rightarrow$ Fuerza de fricción en los rodamientos producida por el peso (kN).
- $Ff_{rod2} \rightarrow$ Fuerza de fricción en los rodamientos producida por la fuerza de compactación (kN).
- $Ff_{tamb} \rightarrow$ Fuerza de fricción en el rodillo (kN).

Si sustituimos la fuerza de rozamiento total (F_f) en la ecuación del momento torsor obtenemos la siguiente expresión:

$$M_t = (Ff_{rod1} + Ff_{rod2} + Ff_{tamb}) \cdot r$$

8.3.5. Selección de sección crítica

Tenemos en total cinco (5) secciones candidatas a sección crítica, que son A, B, C, D y E. Vamos a suponer como hipótesis que el factor de entalla es el mismo en todas las secciones ($K_f = 2$) y todas las secciones son del mismo diámetro. Vamos a suponer que en todas las secciones tenemos un factor de entalla de $K_f = 2$. Esto se hace para facilitar la selección de la sección crítica y para no escoger secciones equivocadas. El factor de entalla se ha escogido a partir de consultas de literatura sobre diseño de máquinas como el valor más elevado cuando se trata de fijación de rodamientos sobre el eje y cuando tenemos chavetas instaladas. En las secciones A y D tenemos instalados rodamientos con interferencia (a contracción), en las secciones B y C tenemos resalte (cambio de diámetro) o el rodillo a contracción y en la sección E supongamos que tenemos chaveta.

Haremos una comparación de todas las secciones y escogeremos la sección con la mayor sollicitación y la menor resistencia de todas. Sabemos de los apuntes de “Teoría y diseño de máquinas y mecanismos II” que la influencia del cortante sobre los efectos de fatiga sobre un eje es despreciable frente a momento flector.

8.3.6. Sección crítica

Una vez seleccionada la sección crítica debemos reescribir la sollicitación adaptándola al cálculo de la resistencia.

El momento flector resultante (Mf_{res}) se puede calcular de la manera siguiente:

$$Mf_{res} = \sqrt{Mf_x^2 + Mf_z^2}$$

Donde:

- $Mf_x \rightarrow$ Momento flector en la dirección x (kN·m).
- $Mf_z \rightarrow$ Momento flector en la dirección z (kN·m).

Tenemos que pasar la acción del momento flector resultante a tensión a la que se somete el eje con la expresión siguiente:

$$\sigma_{flex}^{max} = \frac{Mf_{res}}{I_0} \cdot y$$

Donde

$$I_0 = \frac{1}{64} \cdot \pi \cdot d^4$$

$$y = \frac{d}{2}$$

Si sustituimos las definiciones en la ecuación ... nos queda:

$$\sigma_{flex}^{max} = \frac{Mf_{res}}{\frac{1}{64} \cdot \pi \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{32 \cdot Mf_{res}}{\pi \cdot d^3}$$

Donde:

- $\sigma_{f_{max}}$ → Tensión máxima debida al momento flector (Pa).
- Mf_{res} → Momento flector resultante (N·m).
- d → Diámetro del eje (m).
- y → Distancia a la fibra neutra del eje (m).
- I_0 → Momento de inercia de un cilindro macizo (m⁴).

Para determinar la tensión generada por del momento torsor (M_t) usamos la expresión que viene a continuación:

$$\tau_{tors}^{max} = \frac{M_t}{I_0} \cdot y$$

Donde

$$I_0 = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot d^4$$

$$y = \frac{d}{2}$$

Si sustituimos las definiciones en la ecuación ... nos queda:

$$\tau_{flex}^{max} = \frac{M_t}{\frac{1}{32} \cdot \pi \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$$

Donde:

- $\tau_{f_{max}}$ → Tensión máxima debida al momento torsor (Pa).
- M_t → Momento torsor (N·m).
- d → Diámetro del eje (m).
- y → Distancia a la fibra neutra del eje (m).
- I_0 → Momento de inercia de un cilindro macizo (m⁴).

8.3.7. Caracterización del ciclo de carga (CCC)

Tenemos ciclo de carga alternativo simétrico por flexión y ciclo de carga constante por torsión. En las figuras ... y ... se puede ver la representación esquemática de dichas tensiones.

- Para tensión producida por flector (fig. ...) tenemos:

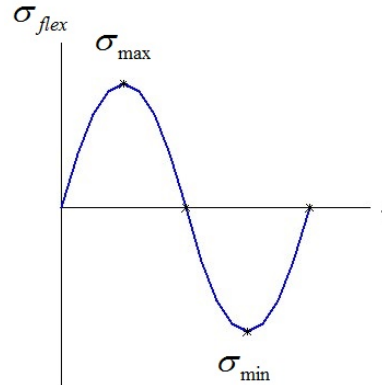


Figura 8.41. Ciclo de carga por flexión (Fuente: propia)

$$\sigma_{max} = \frac{32 \cdot Mf_{res}}{\pi \cdot d^3} \quad \sigma_{min} = -\frac{32 \cdot Mf_{res}}{\pi \cdot d^3}$$

- Para tensión producida por torsor (fig. ...) tenemos:

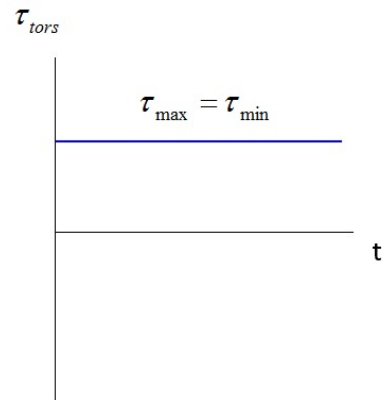
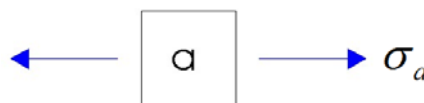
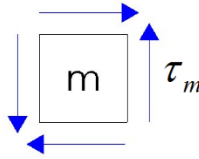


Figura 8.52. Ciclo de carga por torsión (Fuente: propia)

$$\tau_{max} = \tau_{min} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$$

De modo que, tendremos un estado tensional de amplitudes (a) y un estado tensional de medias (m):



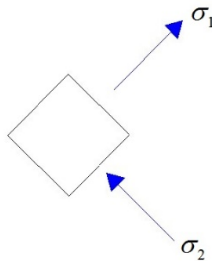


Donde

$$\tau_m = \tau_{\max} = \tau_{\min} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \quad \tau_a = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{32 \cdot Mf_{res}}{\pi \cdot d^3} \quad \sigma_m = 0$$

Para seguir con el cálculo debemos pasar la tensión media a tensión media equivalente aplicando Möhr:



$$\sigma_1 = \tau_m = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_2 = -\tau_m = -\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$$

Si aplicamos Von Mises obtendremos la tensión media equivalente:

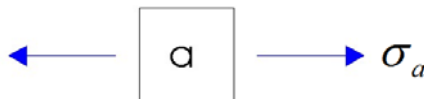
$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

La tensión media equivalente estará expresada en función del diámetro del eje (d) que es la incógnita del problema.

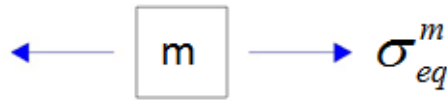
8.3.8. Solicitación de la sección crítica

El eje queda solicitado por la tensión de amplitud (σ_a) y por la tensión media equivalente (σ_{eq}):

- Tensión de amplitud



- Tensión equivalente media



8.3.9. Resistencia de la sección E

El acero del que está fabricado el eje tiene las siguientes propiedades mecánicas según fichas de proveedores e información de SolidWorks:

$$\sigma_R = 1200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 1000 \text{ MPa}$$

Para conocer la resistencia del eje debemos calcular la tensión límite a fatiga (σ_f) a vida infinita:

$$\sigma_f = \left[k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{K_f} \right]_{10^6} \cdot \sigma_f'$$

Donde:

- $k_a \rightarrow$ Factor de acabado superficial.
- $k_b \rightarrow$ Factor de tamaño.
- $k_c \rightarrow$ Factor de tipo de esfuerzo.
- $k_d \rightarrow$ Factor de temperatura.
- $k_e \rightarrow$ Factor de confiabilidad.
- $K_f \rightarrow$ Factor de entalla.
- $\sigma_f' \rightarrow$ Tensión límite a fatiga teórica (MPa).

Todos los factores se obtienen a partir del fichero adjunto en el anexo llamado “Factores modificadores del límite a fatiga”.

Para calcular la tensión límite a fatiga teórica (σ_f') se usa una aproximación muy buena:

$$\sigma_f' = 0,5 \cdot \sigma_R$$

Donde:

- $\sigma_f' \rightarrow$ Tensión límite a fatiga teórica (MPa).
- $\sigma_R \rightarrow$ Tensión límite a rotura del material del eje (MPa).

8.3.10. Diseño del eje a vida infinita – sección E

El punto P corresponde a nuestra solicitud. La recta de Söderberg delimita la resistencia. El punto S se ubica en la intersección de la recta de carga y de la recta de Söderberg.

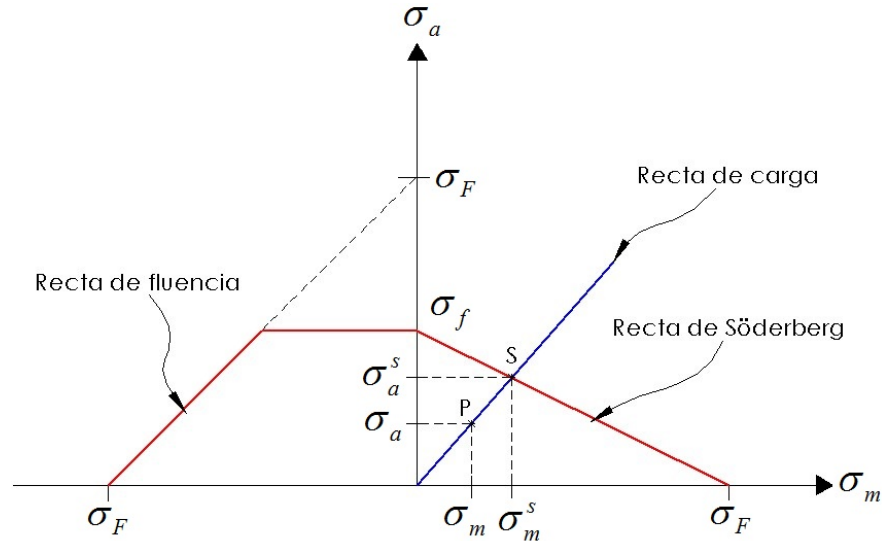


Figura 8.63. Diagrama de Söderberg (Fuente: propia)

El factor de seguridad (FS) se define de la siguiente manera:

$$FS = \frac{\overline{OS}}{\overline{OP}} = \frac{\sigma_m^s}{\sigma_{eq}^m} = \frac{\sigma_a^s}{\sigma_a}$$

Aislando la tensión equivalente media (σ_{eq}^m) nos queda:

$$\sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_m^s}{FS}$$

Como que es poco operativo trabajar con la hipotenusa, mediante el teorema de Tales (o semejanza de triángulos), trabajamos sobre uno de los catetos.

Para cuadrante uno (1) queda definido:

$$\sigma_m^s = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a}{\sigma_{eq}^m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}}$$

Donde,

$$\sigma_{eq}^a = \sigma_a$$

Una vez calculadas todas las tensiones aislamos el diámetro (d) del eje de la definición ... y aproximamos el valor obtenido a la dimensión estandarizada más próxima, pero que no sea inferior al valor obtenido.

8.4. Diámetro del eje para los rodamientos

Los sitios donde quedan fijados los rodamientos (secciones A y D) no tienen la misma sollicitación que la sección E. Por lo tanto, el diámetro de dichas secciones será menor. Tanto la sección A

como D van a ser del mismo diámetro. La sección crítica (más solicitada) es la D y su cálculo definirá el diámetro de los rodamientos que necesitamos para nuestro eje.

8.4.1. Sección crítica

A partir de la solicitación a la que queda sometida dicha sección determinamos la fuerza del cortante resultante (R_{res}):

$$R_{res} = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}$$

Donde:

- R_{res} → Esfuerzo cortante resultante (kN).
- R_x → Esfuerzo cortante en la dirección x (kN).
- R_z → Esfuerzo cortante en la dirección z (kN).

También tenemos que calcular la tensión máxima (γ_{max}) generada por el esfuerzo cortante resultante (R_{res}):

$$\gamma_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{res}}{A}$$

Donde

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Si sustituimos el área en la ecuación obtenemos:

$$\gamma_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R_{res}}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{R_{res}}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

Donde:

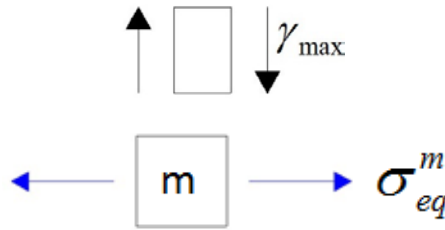
- γ_{max} → Tensión máxima debida al cortante (Pa).
- R_{res} → Esfuerzo cortante resultante (N).
- d → Diámetro del eje (m).
- A → Área de la sección del eje (m²).

El cálculo de la tensión máxima debida a torsión se realiza de forma análoga que en el apartado anterior, al igual que el cálculo de la tensión media equivalente.

Al tener el eje sometido a un momento torsor constante, a un esfuerzo cortante y sin tener momento flector no es necesario realizar la caracterización del ciclo de carga (CCC) porque únicamente tenemos cargas constantes.

8.4.2. Solicitación de la sección crítica

La sección de la parte de rodamientos queda solicitada a acción conjunta de esfuerzo cortante y momento torsor, que se traducen a magnitudes de tensiones.



8.4.3. Resistencia de la sección crítica

La resistencia del eje en la parte de los rodamientos se determina de la misma manera que en el apartado anterior, lo único que cambia son algunos de los factores modificadores.

8.4.4. Diseño del eje – sección crítica

Vamos a determinar el diámetro del eje en dicha sección mediante dos criterios, que serían esfuerzo cortante y momento torsor. Seguidamente, se escoge el valor más restrictivo de los dos casos (el más pequeño) y se aproxima a una dimensión normalizada.

Usaremos la definición de factor de seguridad (FS) ... para los dos casos.

Según el esfuerzo cortante, el diámetro es:

$$FS = \frac{\sigma_f}{\gamma_{\max}} = \frac{\sigma_f}{\frac{R_{res}}{3 \cdot \pi \cdot d^2}} = \frac{3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sigma_f}{R_{res}} \rightarrow d = \sqrt{\frac{FS \cdot R_{res}}{3 \cdot \pi \cdot \sigma_f}}$$

En el caso de momento torsor tenemos:

$$FS = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eq}^m}$$

Al tener la tensión media equivalente en función del diámetro al cubo (d^3), aislamos y obtenemos el valor del diámetro mínimo necesario para que el eje sea capaz de resistir la carga aplicada.

Podemos suponer, desde el principio, que la sección calculada mediante el criterio de momento torsor será mucho más grande que en el caso de esfuerzo cortante, ya que el cortante es el tipo de carga menos dañino que no el torsor.

8.5. Radio de resalte entre los diámetros del eje

Determinamos el radio del resalte a partir del factor de entalla que habíamos establecido al principio $K_f = 2$. Se calcularán dos radios distintos para cada tipo de carga al que está expuesto el eje (flexión y torsión) y se escogerá el más elevado para garantizar su resistencia.

Usaremos la definición del factor de entalla (K_t) para determinar el concentrador de tensiones:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \rightarrow K_t = \frac{K_f - 1}{q} + 1$$

Donde:

- $K_t \rightarrow$ Factor de concentración de tensiones.
- $q \rightarrow$ Factor de sensibilidad a la entalla.

El factor de sensibilidad a la entalla se puede hallar introduciendo los valores del radio (r) de la entalla en el eje (suponemos entalla máxima de $r = 5$ mm) y de la tensión límite a rotura (σ_R) del material del eje en el diagrama *F-01* del fichero adjunto “Factores modificadores del límite a fatiga”.

Después hay que calcular K_t según la expresión mencionada, e introduciendo los valores de D/d hallar la relación de r/d para los dos casos de carga aplicada, que son eje sometido a flexión y eje sometido a torsión. Para finalizar, calcular el radio (r) del resalte en el escalón del eje a partir de la relación r/d y escoger el valor más desfavorable (más grande).

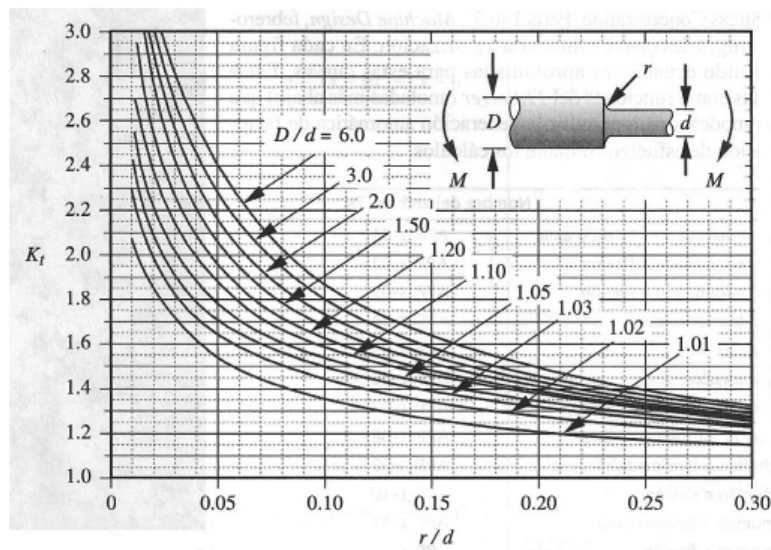


Figura E-2. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol escalonado sometido a flexión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

Figura 8.74. Concentrador de tensiones para eje escalonado sometido a flexión (Fuente: “Diseño de máquinas.” Robert L. Norton)

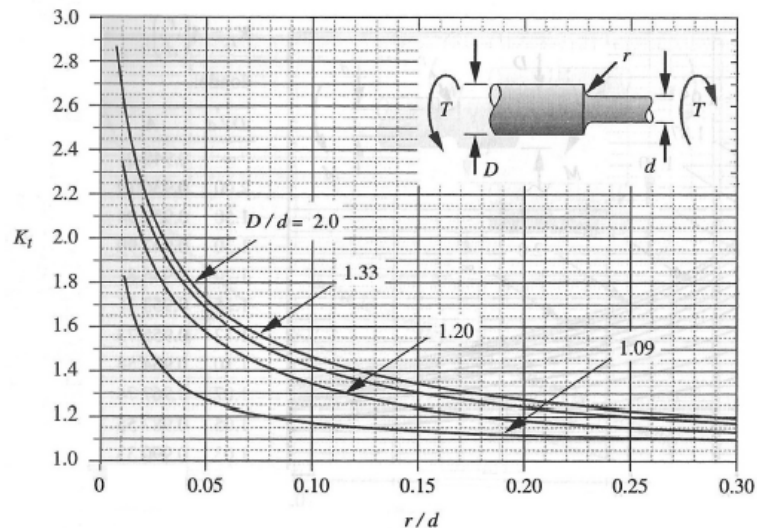


Figura E-3. Factor de concentración de tensiones K_t para árbol escalonado sometido a torsión

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

Figura 8.85. Concentrador de tensiones para eje escalonado sometido a torsión (Fuente: “Diseño de máquinas.” Robert L. Norton)

8.6. Bulón/pasador

8.6.1. Bulón/pasador sometido a cortante

En cada extremo de las vigas horizontales tenemos unión entre dos piezas mediante pasador. En total tenemos ocho (8) uniones mediante pasador (4 en cada lado). Debido a la simetría del montaje, la fuerza de compactación se reparte entre estos cuatro (4) puntos. De modo que, para cada extremo y para cada unión con pasador tenemos la siguiente situación representada en el dibujo:

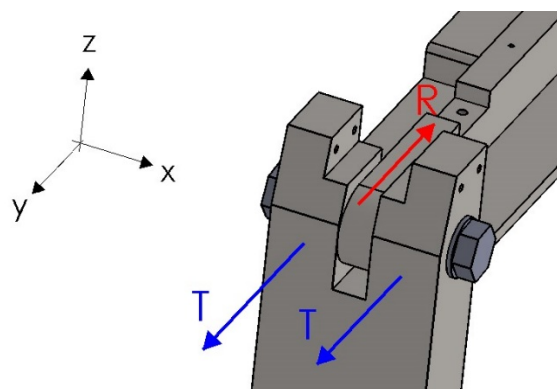


Figura 8.96. Reacciones en la unión mediante pasador (Fuente: propia)

Proyectando las reacciones en el plano $x - y$ podemos ver lo siguiente:

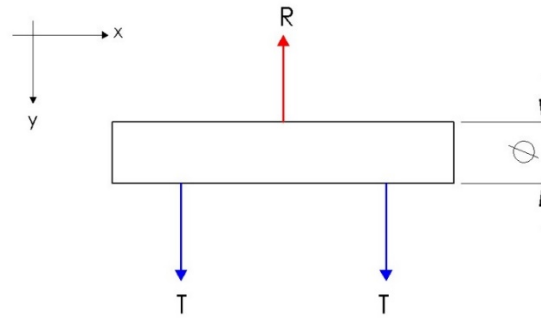


Figura 3.107. Reacciones en la unión mediante pasador en el plano x – y (Fuente: propia)

Tal y como se había comentado antes, la fuerza de compactación se reparte entre los cuatro (4) puntos de unión mediante pasador:

$$R = \frac{F_{comp}}{4}$$

No es necesario determinar las reacciones (T) ya que, según la simetría, serán de igual magnitud, su valor es igual a la mitad de la fuerza que sufre el bulón (R) y será más pequeño que la fuerza R. Si lo deseamos lo podemos hacer:

$$T = \frac{R}{2}$$

En este caso el pasador está solicitado, únicamente, por la tensión generada por el esfuerzo cortante. No se produce flexión en el bulón ya que no existe separación entre las piezas a unir.

La expresión para calcular la fuerza de resistencia (F_R) de un bulón a esfuerzo cortante es la siguiente:

$$F_R = \frac{0,6 \cdot A \cdot \sigma_R}{FS_b}$$

Donde:

- $F_R \rightarrow$ Fuerza de resistencia del bulón (N).
- $A \rightarrow$ Área de la sección del pasador (m^2).
- $\sigma_R \rightarrow$ Límite a rotura del acero del que está fabricado el pasador (MPa).
- $FS_b \rightarrow$ Coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado el bulón. Para uniones con bulón, se tiene que este coeficiente de seguridad vale $FS_b = 1,25$.

Definimos el área (A) de la sección del bulón en función del diámetro, ya que el diámetro es la incógnita:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Donde:

- $A \rightarrow$ Área de la sección del bulón (m^2).
- $d \rightarrow$ Diámetro de pasador (m).

Sustituyendo el área (A) en la expresión ... obtenemos:

$$F_R = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \sigma_R}{FS_b}$$

Aislando el diámetro (d) resulta la definición siguiente:

$$d_{pas} = \sqrt{\frac{4 \cdot FS_b \cdot F_R}{0,6 \cdot \pi \cdot \sigma_R}}$$

Igualamos la fuerza resistente a cortante (F_R) a la fuerza aplicada sobre el pasador (R) para determinar el diámetro mínimo necesario del bulón:

$$F_R = R$$

Finalmente nos quedamos con la expresión siguiente:

$$d_{pas} = \sqrt{\frac{4 \cdot FS_b \cdot R}{0,6 \cdot \pi \cdot \sigma_R}}$$

Para realizar la verificación del diámetro obtenido, únicamente sustituimos el valor de dicho diámetro en la expresión ... y comprobamos si se cumple:

$$F_R > R$$

8.6.2. Pieza que enlaza el bulón/pasador

La pieza que enlaza el bulón debe tener una geometría parecida a la mostrada en la figura siguiente y cumplir con las dimensiones indicadas (a, c y d_0) para que sea capaz de resistir igualmente la fuerza R:

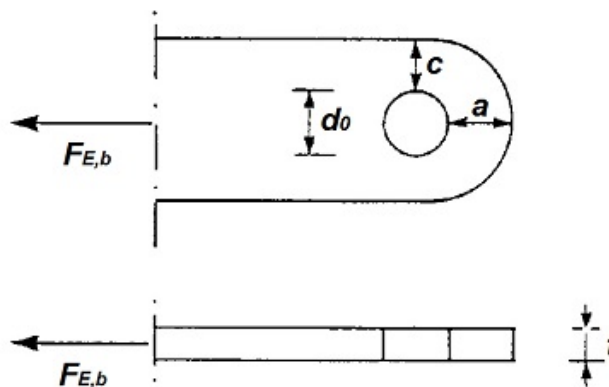


Figura 8.118. Geometría de la pieza que enlaza el pasador (Fuente: ingemecanica.com)

Según el diseño de la máquina, tenemos vigas horizontales con un espesor de $t = 50$ mm y vigas verticales con un espesor de $t = 100$ mm. Calcularemos las distancias a y c para los dos casos y escogeremos los valores más elevados para las dos vigas.

Para calcular la distancia (a) del borde del agujero de la pieza al borde más próximo que sea perpendicular al esfuerzo a transmitir se usará la siguiente expresión:

$$a \geq \frac{R \cdot FS_a}{2 \cdot t \cdot \sigma_F} + \frac{2 \cdot d_0}{3}$$

Para calcular la distancia (c) del borde del agujero de la pieza al borde más próximo paralelo al esfuerzo a transmitir se usará la fórmula siguiente:

$$c \geq \frac{R \cdot FS_a}{2 \cdot t \cdot \sigma_F} + \frac{d_0}{3}$$

Donde:

- $R \rightarrow$ Fuerza actuante sobre el pasador (N).
- $FS_a \rightarrow$ Coeficiente parcial para la resistencia del acero de la pieza y para los estados límites últimos vale $FS_a = 1,05$.
- $t \rightarrow$ Espesor de la pieza que enlaza el bulón (m).
- $\sigma_F \rightarrow$ Límite de fluencia del acero de la pieza (MPa).
- $d_0 \rightarrow$ Diámetro del taladro de la pieza para el pasador (m).

Además, se deben cumplir otros requisitos para que la pieza pueda resistir con garantías suficientes el esfuerzo (R) aplicado sobre el bulón:

$$2,5 \cdot t \geq d_0$$

$$t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{FS_a \cdot R}{\sigma_F}}$$

8.7. Resistencia de materiales

En este apartado se calculan todas las piezas (principalmente vigas) que están sometidas a esfuerzos: cortante, tracción, compresión, flexión o combinación conjunta de los anteriores.

Para todas las vigas se usa el mismo tipo de acero C45 con las propiedades mecánicas siguientes:

$$\sigma_R = 750 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 580 \text{ MPa}$$

8.7.1. Concentrador de tensiones

Aparecen dos casos (viga vertical con taladros y vaso del cilindro hidráulico) en los que tendremos que aplicar el factor de concentración de tensiones para determinar la tensión real producida en la pieza.

La expresión para calcular la tensión real es la siguiente:

$$\sigma_{real} = K_t \cdot \sigma_{max}$$

Donde:

- $\sigma_{real} \rightarrow$ Tensión real producida debido al concentrador de tensiones (MPa).
- $\sigma_{max} \rightarrow$ Tensión máxima teórica (MPa).

- $K_t \rightarrow$ Factor de concentración de tensiones.

El factor K_t se puede hallar a partir de los diagramas correspondientes o usando una hoja excel, especialmente preparada para calcular concentradores de tensiones bajada de la web <http://www.mecapedia.uji.es>.

Para el caso de la viga vertical con taladros usaremos el diagrama para barra plana con taladro transversal sometida a flexión perpendicular al eje del taladro:

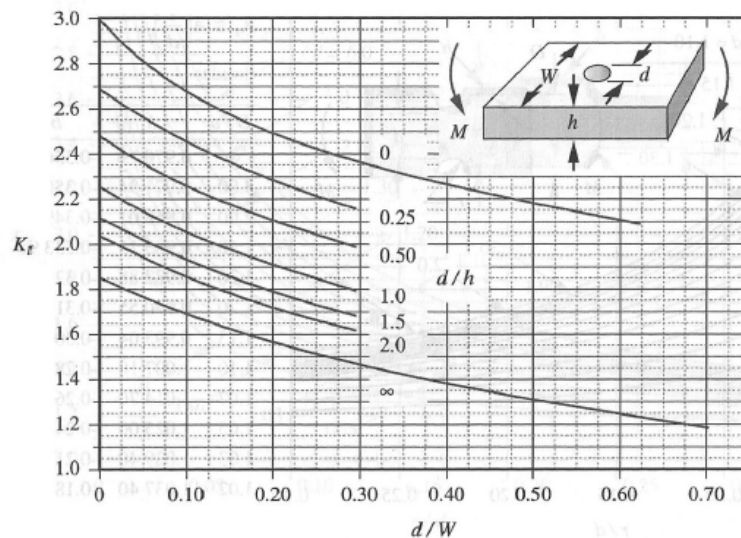


Figura E-14. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana con taladro transversal sometida a flexión perpendicular al eje del taladro

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

Figura 8.129. Concentrador de tensiones para barra plana con taladro sometida a flexión (Fuente: "Diseño de máquinas." Robert L. Norton)

Para encontrar el factor K_t del vaso del cilindro hidráulico usaremos el diagrama de factor de concentración de tensiones para barra plana escalonada sometida a esfuerzo axial:

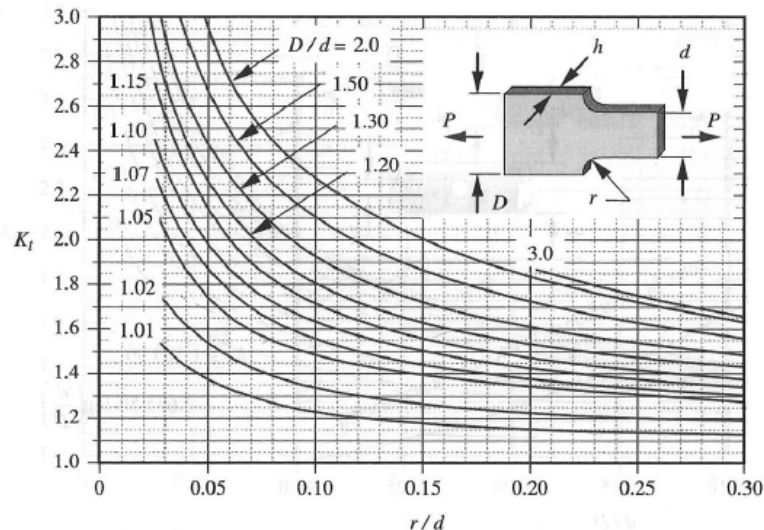


Figura E-9. Factor de concentración de tensiones K_t para barra plana escalonada sometida a esfuerzo axial

Diseño de máquinas. Robert L Norton. Ed Pearson-Prentice Hall

Figura 8.20. Concentrador de tensiones para barra plana escalonada sometida a axil (Fuente: “Diseño de máquinas.” Robert L. Norton)

8.7.2. Viga horizontal

En total hay cuatro (4) vigas horizontales trabajando a tracción. La fuerza de compactación (F_{comp}) se reparte en cuatro puntos de unión con pasador en cada lado. De ese modo, para cada viga tenemos la siguiente situación:

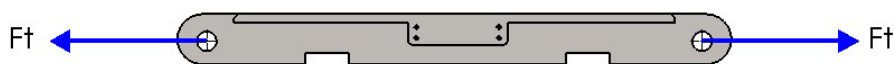


Figura 8.213. Viga horizontal sometida a tracción (Fuente: propia)

Como que en cada lateral la fuerza de compactación se reparte en cuatro puntos, la fuerza de tracción a la que se somete cada viga viene dada por:

$$F_t = \frac{F_{comp}}{4}$$

Donde:

- $F_t \rightarrow$ Fuerza de tracción generada en la viga (N).
- $F_{comp} \rightarrow$ Fuerza de compactación que se genera en los rodillo y se transmite a las vigas de valor $F_{comp} = 2400$ kN.

Primero, tenemos que determinar la tensión que se genera en la viga debido a la fuerza de tracción y, posteriormente, verificar que la viga resiste con el factor de seguridad impuesto.

La tensión producida por el esfuerzo de tracción viene definida a continuación según la ley del axil:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}$$

Donde:

- $\sigma_t \rightarrow$ Tensión debida a tracción (Pa).
- $F_t \rightarrow$ Fuerza de tracción (N).
- $A \rightarrow$ Área de la sección de la viga (m²).

La viga es de sección rectangular como muestra la figura:

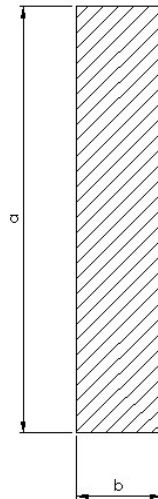


Figura 8.22. Sección rectangular de viga horizontal (Fuente: propia)

De modo que, el área de dicha sección rectangular viene dada por:

$$A = a \cdot b$$

Sustituyendo el área (A) en la ecuación ... obtenemos:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{a \cdot b}$$

Una vez determinada la tensión que se genera en la viga comprobamos que resiste mediante la expresión siguiente:

$$FS = \frac{\text{resistencia}}{\text{solicitud}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_t}$$

Donde:

FS \rightarrow Factor de seguridad establecido en el apartado ... (FS = 2).

$\sigma_R \rightarrow$ Tensión límite de rotura del acero de la viga (MPa).

$\sigma_t \rightarrow$ Tensión de tracción que sufre la viga (MPa).

Tal y como se había establecido en el apartado ... el factor de seguridad (FS) tiene que ser mayor o igual a 2 (FS = 2).

8.7.3. Viga vertical

8.7.3.1. Viga vertical sin taladros para vástagos

Son las vigas de los laterales del módulo de compactación y tenemos de dos tipos: vigas con taladros para el vástago del pistón hidráulico y vigas sin taladro.

A cada viga se transmite una fuerza derivada de la fuerza de compactación (F_{comp}) que se distribuye linealmente sobre la superficie de la viga que está en contacto con el alojamiento del rodamiento. Ya que tenemos dos vigas en cada lado de la máquina la fuerza de compactación queda dividida entre éstas dos vigas.

En la imagen siguiente queda reflejada la distribución de las fuerzas:

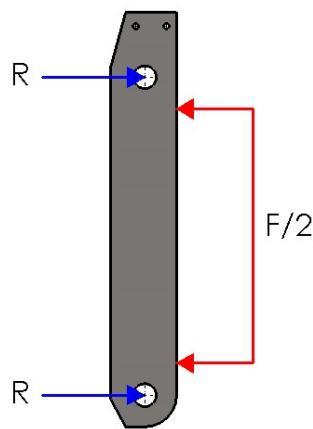


Figura 8.23. Distribución de fuerzas y reacciones en una viga vertical (Fuente: propia)

Representando esquemáticamente cada viga con sus correspondientes reacciones obtenemos lo que se muestra a continuación:

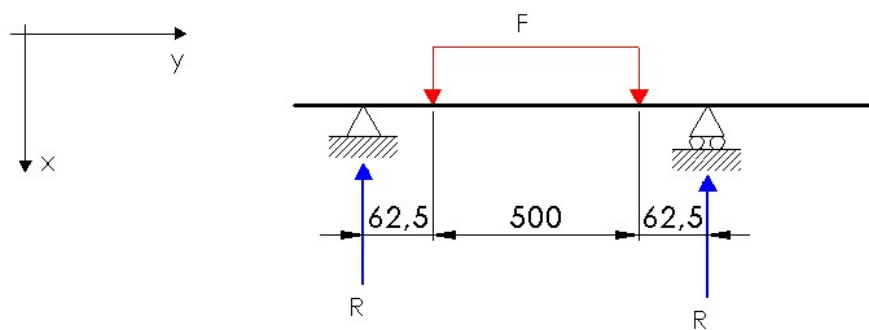


Figura 8.24. Distribución de fuerzas y reacciones en una viga vertical (Fuente: propia)

Las reacciones (R) son iguales por motivos de simetría y se pueden calcular haciendo un equilibrio de fuerzas mediante:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 2 \cdot R = F$$

Aislando la reacción (R) nos queda:

$$R = \frac{F}{n}$$

Donde:

- $R \rightarrow$ Reacciones en los puntos de unión (kN).
- $F \rightarrow$ Fuerza aplicada sobre la viga (kN).
- $n \rightarrow$ Puntos de unión mediante pasador ($n = 8$ para viga doble y $n = 4$ para viga única)

El diagrama de esfuerzo cortante quedaría representado de la siguiente manera:

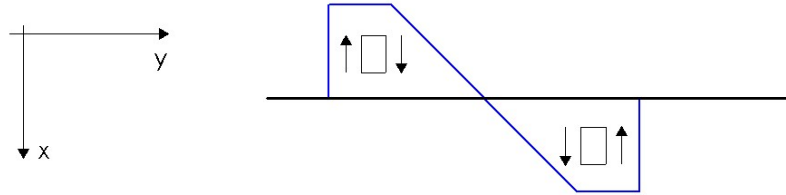


Figura 8.25. Representación esquemática de esfuerzo cortante en una viga vertical (Fuente: propia)

Los tramos que corresponden a carga repartida linealmente obtienen definición lineal, cuando en tramos de carga puntual el cortante es constante.

Ya que en frente el momento flector el esfuerzo cortante es despreciable, calcularemos la resistencia de la viga a flexión.

Sabemos que el momento flector máximo ($M_{f_{\max}}$) se produce en el centro de cargas de la viga (no el centro geométrico) a causa de la distribución simétrica de las fuerzas.

Primeramente, determinamos el momento flector máximo:

$$M_f^{\max} = R \cdot \frac{l}{2}$$

Donde:

- $M_{f_{\max}} \rightarrow$ Momento flector máximo generado en la viga (N·m).
- $R \rightarrow$ Reacción que se produce en uno de los puntos de unión (N).
- $l \rightarrow$ Longitud entre los dos puntos de unión (m) de valor $l = 625$ mm.

El momento flector que hemos definido sirve cuando tenemos carga puntual en el centro. En realidad, tenemos una carga repartida linealmente lo que hace que el momento flector máximo sea menor. Nosotros, vamos a dejar la aproximación definida y consideraremos que la carga aplicada es puntual en el centro de la viga. De ese modo, sobredimensionamos la viga y no nos quedamos cortos y simplificamos un poco el cálculo aunque no mucho, a parte de que, la diferencia no es muy considerable.

El diagrama de momento flector queda representado de manera siguiente:

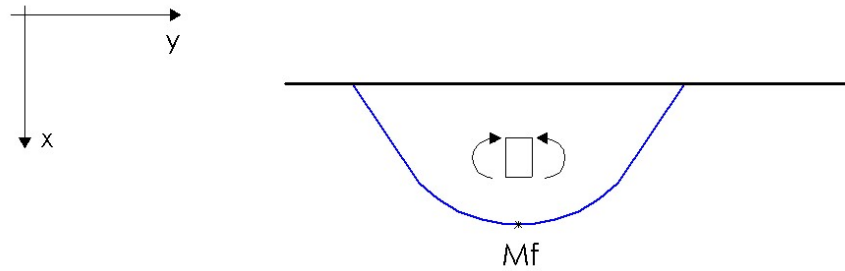


Figura 8.26. Representación esquemática de momento flector en una viga vertical (Fuente: propia)

La representación de momento flector tiene tramos lineales correspondiente a esfuerzo cortante constante y tramos parabólicos que corresponden al esfuerzo cortante lineal.

Ahora, con el momento flector determinado, podemos calcular la tensión máxima que se genera en la viga como consecuencia de dicho momento flector:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f^{\max}}{I_x} \cdot y$$

Donde:

- σ_{\max} → Tensión máxima producida en la viga (Pa).
- Mf_{\max} → Momento flector máximo (N·m).
- I_x → Momento de inercia de una sección rectangular maciza (m⁴).
- y → Distancia que corresponde a la fibra neutra de la sección rectangular (m).

La sección de la viga es rectangular y tiene la siguiente geometría:

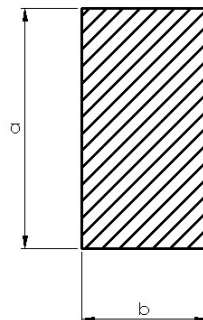


Figura 8.27. Sección rectangular maciza (Fuente: propia)

El momento de inercia para un rectángulo macizo se define de modo siguiente:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3$$

Donde:

- I_x → Momento de inercia de un rectángulo macizo (m⁴).
- a → Altura del rectángulo (m).
- b → Base del rectángulo (m).

La fibra neutra de una sección rectangular pasa justo por la línea que queda en la mitad de la altura:

$$y = \frac{a}{2}$$

Donde:

$y \rightarrow$ Fibra neutra (m).

$a \rightarrow$ Altura del rectángulo (m).

Cuando tengamos la tensión máxima que se produce en la viga debemos verificar que se mantiene el factor de seguridad mediante la definición

8.7.3.2. Viga vertical con taladros para vástagos

Tenemos una situación semejante que en el apartado anterior ..., solo que aquí, en vez de una carga lineal aplicada sobre la viga tenemos dos cargas puntuales provenientes de los cilindros hidráulicos. La figura siguiente muestra la distribución de las cargas:

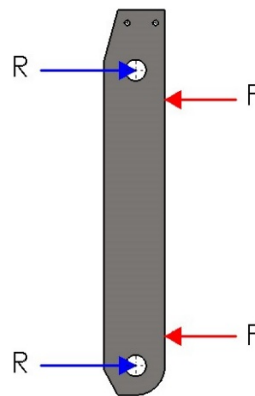


Figura 8.28. Distribución de cargas en la viga vertical con taladros (Fuente: propia)

En la imagen siguiente se puede ver los taladros para vástagos de los cilindros hidráulicos con sus respectivas dimensiones:

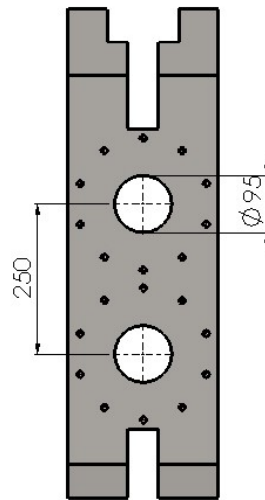


Figura 8.29. Taladros para vástagos de los pistones en la viga vertical (Fuente: propia)

Sabemos que la fuerza de compactación (F_{comp}) se reparte entre dos (2) vigas y en cada viga tenemos dos (2) cilindros hidráulicos, con lo que tenemos cuatro (4) cilindros en total generando cierta fuerza (F) que sumando nos da la fuerza de compactación. De modo que, cada cilindro debe aportar una fuerza de:

$$F = \frac{F_{comp}}{4}$$

Donde:

- $F \rightarrow$ Fuerza que genera cada cilindro hidráulico (kN).
- $F_{comp} \rightarrow$ Fuerza de compactación producida en los rodillos (kN).

Con las cargas aplicadas (F) podemos determinar las reacciones que se producen en los puntos de apoyo (unión mediante pasador) haciendo un sumatorio de fuerzas en la dirección x. Como que la distribución de las cargas y de las reacciones es simétrica tenemos:

$$R = \frac{F_{comp}}{4}$$

Donde:

- $R \rightarrow$ Reacción en el punto de apoyo (kN).
- $F_{comp} \rightarrow$ Fuerza de compactación generada en el rodillo (kN).

Si representamos esquemáticamente las cargas aplicadas y las correspondientes reacciones podremos ver lo siguiente:

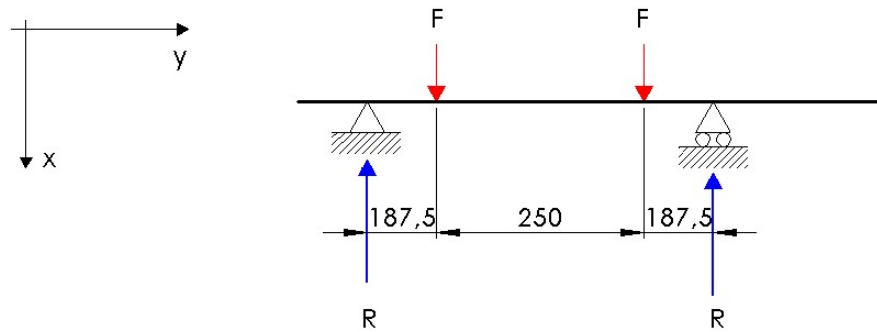


Figura 8.30. Cargas aplicadas y reacciones en la viga vertical con taladros (Fuente: propia)

El momento flector máximo ($M_{f_{\max}}$) se produce en el centro entre las cargas aplicadas. Se puede calcular con la expresión que viene a continuación:

$$M_f^{\max} = l_1 \cdot R - l_2 \cdot F$$

Donde:

- $R \rightarrow$ Reacción en el punto de apoyo (kN).
- $F \rightarrow$ Fuerza que genera cada cilindro hidráulico (kN).
- $l_1 \rightarrow$ Distancia desde el centro hasta la componente R (m).
- $l_2 \rightarrow$ Distancia desde el centro hasta la componente F (m).

El diagrama del momento flector tendrá la siguiente forma:

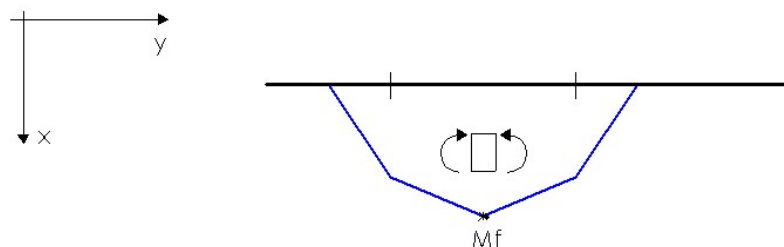


Figura 8.314. Diagrama de momento flector en la viga vertical con taladros (Fuente: propia)

En éste diagrama vemos que el flector tiene forma lineal ya que las cargas son constantes. En el centro del diagrama tenemos el momento flector máximo ($M_{f_{\max}}$).

La geometría de la sección rectangular para dicha viga es la misma que en el caso anterior. El método de cálculo es idéntico al apartado anterior. La única diferencia consiste en el hecho de tener dos taladros de 95 milímetros de diámetro que actúan de concentrador de tensiones en la barra.

8.7.4. Viga central

Las vigas centrales tienen la función de aguantar la parte superior del módulo de compactación. En total hay dos vigas, una en cada lado del módulo.

Sobre cada viga se aplica una carga debida al peso del producto y una parte de la estructura. En el dibujo se ve la carga aplicada:

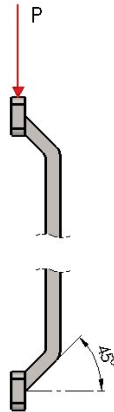


Figura 8.32. Carga aplicada sobre la viga central (Fuente: propia)

Tenemos la parte central de la viga que trabaja a compresión junto con flexión y los segmentos de los extremos que trabajan a flexión junto con esfuerzo cortante.

8.7.4.1. Cargas y reacciones

La fuerza (P) es la carga generada por el peso del producto junto con el peso de las vigas superiores y parte de componentes. La podemos definir de la siguiente manera:

$$P_t = P_{prod} + P_{est} + P_{otros}$$

Donde:

- P_t → Peso total aplicado sobre la barra (kN).
- P_{prod} → Peso del producto (kN).
- P_{est} → Peso de las vigas superiores (kN).
- P_{otros} → Peso del resto de piezas (kN).

El peso del producto (P_{prod}) lo podemos aproximar sabiendo que se usan sacos de una (1) tonelada que se depositan encima de la máquina. Así, la masa multiplicada por gravedad nos dará peso:

$$P_{prod} = m_p \cdot g$$

Donde:

- P_{prod} → Peso del producto (kN).
- m_p → Masa del producto (kg).
- g → Gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Para determinar el peso de la estructura que van sobre las igas centrales también haremos una aproximación. Determinaremos el peso aproximado de las dos vigas horizontales que van encima. Para ello, definimos el volumen de las vigas horizontales y multiplicándolo por la densidad del material obtendremos la masa, que a su vez, multiplicada por la gravedad nos dará el peso que buscamos:

$$P_{est} = 2 \cdot V \cdot \rho \cdot g$$

Donde:

- P_{est} → Peso de las vigas superiores (kN).
- V → Volumen de una viga horizontal (m^3).
- ρ → Densidad del acero ($\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$).
- g → Gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Aproximamos el volumen de la viga horizontal a un prisma como el mostrado en la figura:

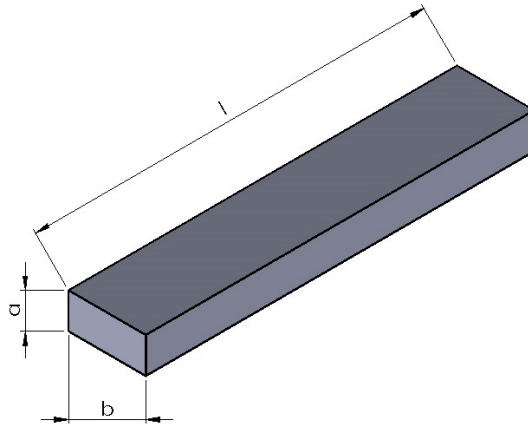


Figura 8.33. Geometría simplificada de la viga horizontal (Fuente: propia)

De ese modo, el cálculo del volumen se simplifica. Además, realizando el cálculo con un exceso de masa hace que la viga quede sobredimensionada asegurando su resistencia y dando más margen de límite de rotura.

El volumen se calcula como se muestra a continuación:

$$V = a \cdot b \cdot l$$

Donde:

- V → Volumen de una viga horizontal (m^3).
- a → Altura del rectángulo (m).
- b → Base del rectángulo (m).
- l → Longitud del prisma (m).

Para calcular el peso debido a otras piezas y posibles cargas extras haremos una hipótesis diciendo que serían unos mil (1000) quilogramos de masa adicional:

$$P_{otros} = m \cdot g$$

Donde:

- P_{otros} → Peso del resto de piezas (kN).
- m → Masa de otras piezas (kg).
- g → Gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Una vez calculadas todas las fuerzas se hace el sumatorio y se obtiene la carga total (P_t) aplicada sobre la viga central. Hay que tener en cuenta que ésta carga se reparte entre dos vigas, por lo tanto, la carga que se aplica a cada viga por separado es:

$$P = \frac{P_t}{2}$$

Donde:

- $P \rightarrow$ Peso aplicado sobre la viga central (kN).
- $P_t \rightarrow$ Peso total (kN).

Como que deseamos hacer el cálculo con un factor de seguridad $FS = 2$ eso significa que la fuerza de cálculo que debe resistir la viga central tiene que ser el doble. Vamos a imponer el factor de seguridad en la carga aplicada y usaremos dicho valor para los siguientes cálculos:

$$P = FS \cdot \frac{P_t}{2}$$

Donde:

- $P \rightarrow$ Peso aplicado sobre la viga central (kN).
- $P_t \rightarrow$ Peso total (kN).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad ($FS = 2$).

Consideramos que uno de los extremos de la viga está unido a la vancada (se encuentra fijo) y en ese punto se producen las reacciones tal y como muestra la figura:

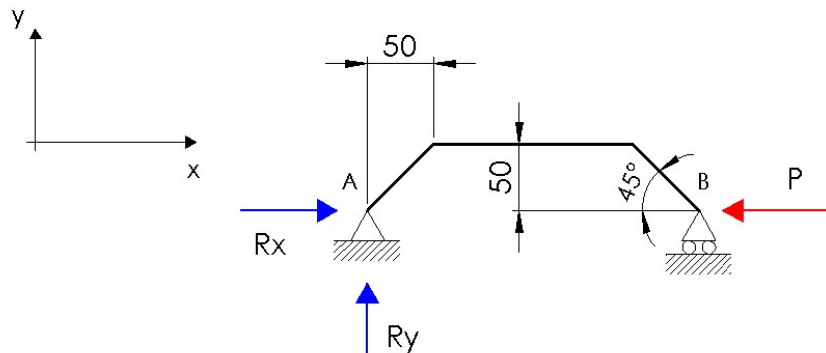


Figura 8.34. Cargas y reacciones en la viga central en el plano x – y (Fuente: propia)

Para determinar las reacciones haremos una equilibrio de fuerzas. En la dirección y no hay componentes, como consecuencia, no habrán reacciones, y en la dirección x la reacción (R_x) será igual a la carga (P):

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_y = 0$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_x - P = 0 \Rightarrow R_x = P$$

Seguidamente, hay que descomponer las cargas y las reacciones de los puntos A y B en sus componentes:

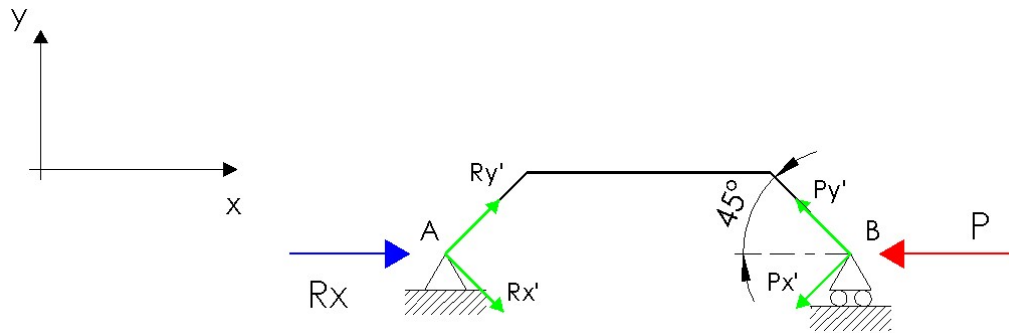


Figura 8.35. Descomposición de cargas y reacciones en la viga central (Fuente: propia)

En cada punto (A y B) aparecen dos componentes. Por simetría y gracias al ángulo de 45° respecto la horizontal todas las componentes resultan ser iguales:

$$R'_x = R'_y = P'_x = P'_y = R' = P'$$

Con calcular una componente tendremos suficiente:

$$R' = P' = \cos \alpha \cdot R = \cos \alpha \cdot P$$

8.7.4.2. Diagramas

Cuando tengamos las componentes pasamos a dibujar los diagramas necesarios.

El diagrama de esfuerzo axial, al ser de carga constante, tendrá tramos rectos como se muestra a continuación:

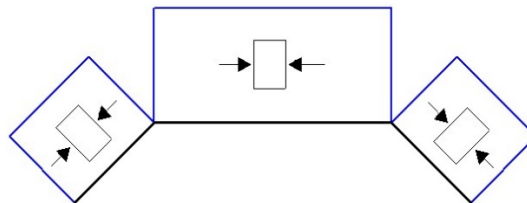


Figura 8.36. Diagrama de esfuerzo axial de la viga central (Fuente: propia)

El diagrama de esfuerzo cortante consta de líneas de carga constante y únicamente en tramos que forman ángulo con la horizontal:

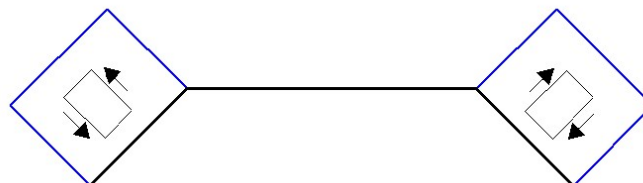


Figura 8.37. Diagrama de esfuerzo cortante de la viga central (Fuente: propia)

El diagrama tendrá forma lineal en tramos de esfuerzo cortante constante y será constante en tramos cuyo valor de esfuerzo cortante es igual a cero (0):

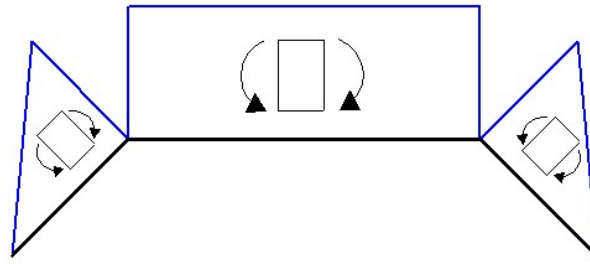


Figura 8.38. Diagrama de momento flector de la viga central (Fuente: propia)

El momento flector en los puntos A y B es nulo, pero alcanza su máximo en los puntos de curvatura de la viga y se transmite por el tramo horizontal de ésta. Se calcula con:

$$M_f^{\max} = P \cdot l = R \cdot l$$

Donde:

- M_f^{\max} → Momento flector máximo generado en la viga central (kN·m).
- P → Fuerza de peso aplicada sobre la viga (kN).
- R → Fuerza resistente (kN).
- l → Distancia perpendicular a la fuerza (m) que obtiene valor de $l = 50$ mm.

Para determinar la geometría definitiva de la viga central hemos de calcular la resistencia de la parte central de la viga (tramo horizontal) a flexión y a compresión con pandeo, seguido de aplicación conjunta de flexión y compresión.

8.7.4.3. Flexión

Todavía no conocemos algunas de las medidas de la viga central, como la geometría de la sección de nuestra barra. Como que sabemos que la sección será rectangular intentaremos averiguar cuales pueden ser las dimensiones más óptimas para nuestro diseño.

La geometría de la sección tendrá el siguiente aspecto:

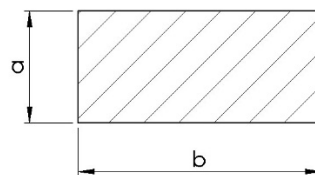


Figura 8.39. Geometría de la sección de la viga central (Fuente: propia)

Si desarrollamos la ecuación ... para encontrar la tensión máxima debida al momento flector máximo podremos encontrar las dimensiones deseadas:

Sustituyendo la tensión máxima (σ_{\max}) por la tensión del límite elástico (σ_F) obtenemos:

$$\sigma_F = \frac{M_f^{\max}}{I_x} \cdot y$$

Donde:

- $\sigma_F \rightarrow$ Tensión del límite elástico (MPa).
- $M_{f_{\max}} \rightarrow$ Momento flector máximo que se produce en la barra (kN·m).
- $I_x \rightarrow$ Momento de inercia de la sección rectangular maciza (m⁴).
- $y \rightarrow$ Distancia a la línea neutra (m).

El momento flector máximo queda definido en el apartado anterior.

La fibra neutra viene dada por:

$$y = \frac{a}{2}$$

Donde:

- $y \rightarrow$ Distancia a la fibra neutra (m).
- $a \rightarrow$ Altura de la sección rectangular (m).

El momento de inercia se define igual que para casos anteriores:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3$$

Donde:

- $I_x \rightarrow$ Momento de inercia de un rectángulo macizo (m⁴).
- $a \rightarrow$ Altura de la sección rectangular (m).
- $b \rightarrow$ Base del rectángulo (m).

Sustituyendo las definiciones en la expresión ... resulta:

$$\sigma_F = \frac{M_f^{\max}}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3} \cdot \frac{a}{2} = \frac{6 \cdot M_f^{\max}}{b \cdot a^2} \rightarrow a = \sqrt{\frac{6 \cdot M_f^{\max}}{b \cdot \sigma_F}}$$

Donde:

- $\sigma_F \rightarrow$ Tensión del límite elástico (MPa).
- $M_{f_{\max}} \rightarrow$ Momento flector máximo que se produce en la barra (N·m).
- $a \rightarrow$ Altura de la sección rectangular (m).
- $b \rightarrow$ Base del rectángulo (m).

Una vez calculada la altura (a) tenemos que comprobar el factor de seguridad (FS) con la ecuación

8.7.4.4. Compresión y pandeo

Para empezar vamos a calcular la fuerza crítica (Leonhard Euler) cuando hay efecto de pandeo. Esa fuerza representa el límite de carga que se puede aplicar a la barra sin que se produzca fallo de ésta. La expresión para una columna articulada en sus extremos es:

$$F_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{L^2}$$

Donde:

- F_{crit} → Fuerza crítica por pandeo (N).
- E → Módulo de Young (para acero $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Pa).
- I_{min} → Momento de inercia mínimo de la viga (m^4).
- L → Longitud de la viga (m).

Cuando las condiciones de tipos de apoyos son distintas usaremos la expresión siguiente:

$$F_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{(\alpha \cdot L)^2}$$

La esbeltez mecánica se calcula con:

$$\lambda = \alpha \cdot L \cdot \sqrt{\frac{A}{I_{min}}}$$

Donde:

- A → Área de la sección transversal (m^2).
- $\alpha \cdot L$ → Longitud de pandeo con
$$\begin{cases} \alpha = 0,5 & \text{biempotrada} \\ \alpha = 0,7 & \text{empotrada – articulada} \\ \alpha = 1 & \text{biarticulada} \\ \alpha = 2 & \text{libre – empotrada} \end{cases}$$

En nuestro caso es una columna con un extremo empotrado y otro articulado ($\alpha = 0,7$).

Comparando la fuerza crítica con la carga aplicada podemos ver si la viga resiste el efecto de pandeo o no.

Seguidamente tenemos que encontrar el coeficiente de reducción de resistencia por pandeo con la fórmula siguiente y debe ser menor a uno (1):

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}} < 1$$

Donde

$$\phi = \delta \cdot [1 + \beta \cdot (\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2]$$

Donde:

- β → Coeficiente de imperfección que depende de la forma de la sección transversal (se encuentra en la tabla ...).
- λ → Esbeltez reducida.
- δ → Coeficiente de imperfección.

El coeficiente de imperfección aparece tabulado en la hoja anexa “Factor de imperfección de pandeo”.

La esbeltez reducida se puede determinar de la siguiente manera:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot \sigma_R}{F_{crit}}}$$

Donde:

- $\lambda \rightarrow$ Esbeltez reducida.
- $A \rightarrow$ Área de la sección transversal (m^2).
- $\sigma_R \rightarrow$ Tensión límite de rotura (Pa).
- $F_{crit} \rightarrow$ Fuerza crítica a pandeo (N).

Una vez encontradas la esbeltez reducida (λ) y el factor ϕ calculamos el coeficiente de reducción de resistencia por pandeo y procedemos con el cálculo de la tensión de referencia (σ_{ref}):

$$N_{comp} = \chi \cdot A \cdot \sigma_p \rightarrow \sigma_p = \frac{N_{comp}}{\chi \cdot A}$$

Donde:

- $\sigma_p \rightarrow$ Tensión debida a pandeo (Pa).
- $N_{comp} \rightarrow$ Fuerza de compresión aplicada sobre la barra (N).
- $\chi \rightarrow$ Coeficiente de pandeo ($\chi \leq 1$).
- $A \rightarrow$ Área de la sección de la columna (m^2).

Una vez hallada la tensión generada por pandeo podemos verificar el factor de seguridad pero nos indicará si la viga resiste cuando está solicitada únicamente a pandeo.

8.7.4.5. Aplicación conjunta de flector y compresión

Para acabar de definir la resistencia de la viga central calculamos si la columna resiste a la sollicitación conjunta de momento flector y compresión con efecto de pandeo.

La expresión que lo define es:

$$\sigma_{ref} = \frac{N_{comp}}{\chi \cdot A} + \frac{M_f}{W_{min}}$$

Donde:

- $\sigma_{ref} \rightarrow$ Tensión que hace referencia a la acción conjunta de flexión y compresión (Pa).
- $N_{comp} \rightarrow$ Fuerza de compresión aplicada sobre la barra (N).
- $\chi \rightarrow$ Coeficiente de pandeo ($\chi \leq 1$).
- $A \rightarrow$ Área de la sección de la columna (m^2).
- $M_f \rightarrow$ Momento flector máximo generado en la columna (N·m).
- $W_{min} \rightarrow$ Momento resistente mínimo de una sección rectangular maciza (m^3).

El momento resistente mínimo de una sección rectangular maciza como la que tenemos en nuestra columna es:

$$W_{min} = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

Donde:

- W_{\min} → Momento resistente mínimo de una sección rectangular maciza (m^3).
- b → Base del rectángulo (m).
- h → Altura del rectángulo (m).

Una vez determinada la tensión de referencia podemos comprobar el factor de seguridad para que no sea inferior a dos ($FS \geq 2$).

8.7.5. Viga transversal

Las vigas transversales van unidas a las vigas horizontales superiores y garantizan la estabilidad de las dos mitades del módulo de compactación impidiendo que éstas se abran. Las cargas que actúan sobre dichas vigas son, principalmente, carga asociada al peso del producto y otros elementos de la estructura y cierta fuerza de tracción. En comparación con flexión la fuerza de tracción es menos dañina, así que, vamos a calcular la geometría de la sección de la barra sometida a momento flector.

Las cargas aplicadas a la barra se muestran a continuación:

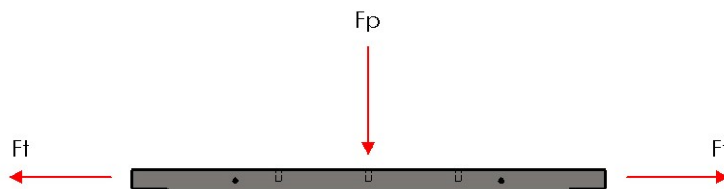


Figura 8.40. Cargas aplicadas a una viga transversal (Fuente: propia)

Al tener dos (2) vigas, la fuerza debida al peso se divide entre dos. Las reacciones se producen en los puntos de apoyo A y B como muestra la figura:

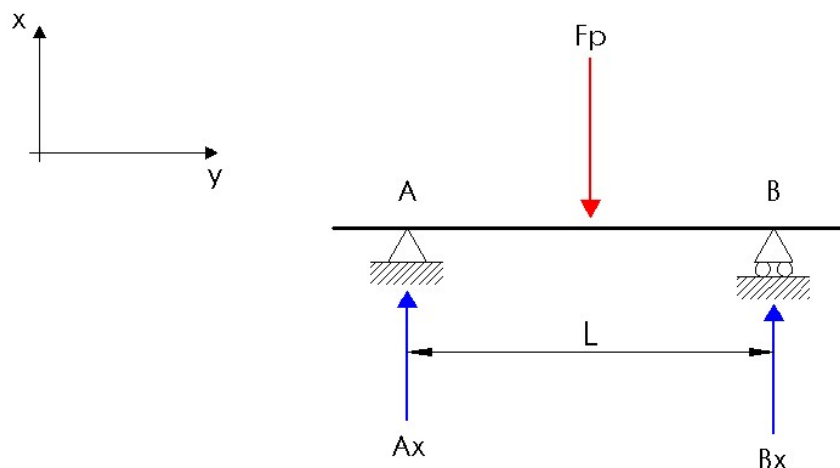


Figura 8.41. Reacciones y cargas en la viga transversal (Fuente: propia)

Consideraremos que la fuerza asociada al peso es puntual y se produce en el centro de la barra. Las reacciones A_x y B_x son iguales debido a la simetría:

$$A_x = B_x = R$$

Donde:

- $R \rightarrow$ Reacción en los puntos de apoyo (kN).

La fuerza generada por el peso del producto junto con el peso de la boca de alimentación y otros elementos estructurales se reparte entre dos (2) vigas. Consideramos que se usan sacos con el producto de una (1) tonelada y el peso asociado a la boca de alimentación y otros elementos lo aproximaremos a mil (1000) quilogramos. De modo que, la expresión para encontrar el peso total viene dada por:

$$P_t = P_{prod} + P_{otros}$$

Donde

$$P_{prod} = m_{prod} \cdot g$$

$$P_{otros} = m_{otros} \cdot g$$

Donde:

- $P_t \rightarrow$ Peso total del producto y otros elementos (N).
- $P_{prod} \rightarrow$ Peso asociado al producto (N).
- $P_{otros} \rightarrow$ Peos asociado a otros elementos (N).

De modo que nos queda lo siguiente:

$$P_t = m_{prod} \cdot g + m_{otros} \cdot g = g \cdot (m_{prod} + m_{otros})$$

Como que tenemos dos vigas el peso total (P_t) se reparte y queda dividido entre dos (2):

$$F_p = \frac{P_t}{2}$$

Donde:

- $P_t \rightarrow$ Peso total del producto y otros elementos (N).
- $F_p \rightarrow$ Fuerza asociada al peso para cada viga transversal (N).

Para determinar las reacciones en los puntos de apoyo hacemos un equilibrio de fuerza, y siendo simétrica la distribución de éstas el cálculo se simplifica siendo las dos reacciones iguales:

$$A_x + B_x = F_p \rightarrow 2 \cdot R = F_p \rightarrow R = \frac{F_p}{2}$$

Donde:

- $R \rightarrow$ Reacciones en los puntos de apoyo (N).
- $F_p \rightarrow$ Fuerza asociada al peso para cada viga transversal (N).

Para seguir con el cálculo tenemos que averiguar el momento flector que se produce en la viga. El diagrama de momento flector tendrá la siguiente forma:

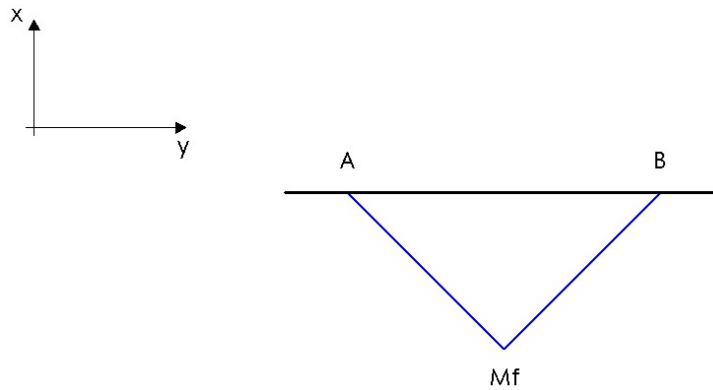


Figura 8.42. Momento flector en la viga transversal (Fuente: propia)

El momento flector máximo se produce en la sección central de la barra y se calcula con la expresión siguiente:

$$M_f^{\max} = R \cdot \frac{L}{2} = \frac{F_p}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{F_p \cdot L}{4}$$

Donde:

- $M_{f_{\max}}$ → Momento flector máximo generado en la viga transversal (N·m).
- R → Reacciones en los puntos de apoyo (N).
- F_p → Fuerza asociada al peso para cada viga transversal (N).
- L → Distancia entre las reacciones o puntos de apoyo (m).

Igual que en los casos anteriores, tenemos que calcular la tensión máxima (σ_{\max}) debida al momento flector. Para ello, primero definimos el momento de inercia (I_x) junto con la distancia a la fibra neutra (y).

La sección de la viga transversal sigue siendo un rectángulo macizo:

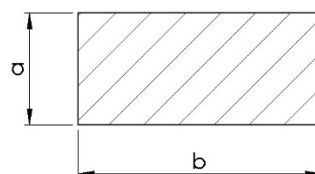


Figura 8.43. Sección rectangular maciza de una viga transversal (Fuente: propia)

Lo que haremos será introducir un valor de base (b) que se adapte a los criterios de nuestro diseño para determinar el valor de la altura (a). Así que volveremos a usar la fórmula de la tensión máxima:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f^{\max}}{I_x} \cdot y$$

La tensión máxima la tendremos en función de la altura (a) de la sección. Simplificamos la expresión al máximo y aplicamos la fórmula del factor de seguridad (FS) para obtener la altura con el factor de seguridad impuesto.

8.7.6. Vaso – soporte de pistón

En uno de los laterales del módulo de compactación tenemos instalados los cilindros hidráulicos para que generen presión sobre el rodillo móvil. Se había pensado en dos opciones de distribución de cilindros hidráulicos: un (1) cilindro por viga y dos (2) cilindros por cada viga. En cualquier caso los soportes de pistones trabajarán a tracción.

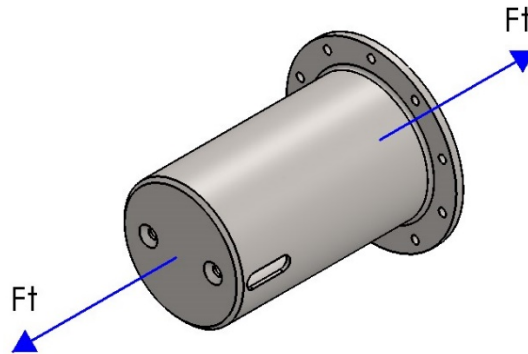


Figura 8.44. Vaso de pistón sometido a fuerza de tracción (Fuente: propia)

Para el diseño del vaso que soporta el pistón se ha elegido una geometría cilíndrica para que envuelva el cilindro hidráulico por completo y, además, quede bien estéticamente.

Para determinar la fuerza de tracción a la que queda sometido el vaso debemos tener en cuenta el número de cilindros hidráulicos que tenemos instalados en cada viga vertical. Dicho esto, la fuerza de tracción queda definida con la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{F_{comp}}{n}$$

Donde:

- F_t → Fuerza de tracción aplicada sobre el vaso del pistón (kN).
- F_{comp} → Fuerza de compactación que se aplica sobre el rodillo (kN).
- n → Número de componentes de la fuerza de tracción que depende de la cantidad de los cilindros instalados ($n = 2$ para un cilindro en cada viga y $n = 4$ para dos cilindros en cada viga).

La tensión generada se calcula a partir de la fuerza de tracción y el área de la sección resistente, en este caso tenemos una sección cilíndrica hueca (tubular):

$$\sigma_{max} = \frac{F_t}{A}$$

Donde:

- σ_{max} → Tensión máxima a la que se someta el vaso (MPa).
- F_t → Fuerza de tracción aplicada sobre el vaso (kN).
- A → Área de la sección tubular (m^2).

El área de la sección tubular queda definido de la siguiente manera:

$$A = \pi \cdot \frac{d_e^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_e^2 - d_i^2)$$

Donde:

- $A \rightarrow$ Área de la sección tubular (m^2).
- $d_e \rightarrow$ Diámetro exterior del vaso – soporte (m).
- $d_i \rightarrow$ Diámetro interior del vaso – soporte (m).

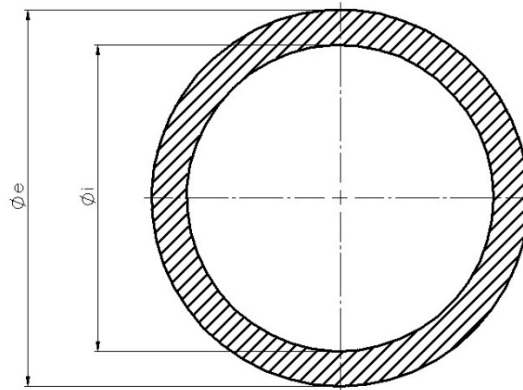


Figura 8.45. Sección cilíndrica hueca (Fuente: propia)

Nuestra incógnita es el diámetro exterior (d_e) del vaso. El diámetro interior (d_i) del vaso es conocido y equivale al diámetro del cilindro hidráulico. No tenemos que olvidarnos del factor de seguridad que, en este caso multiplica a la fuerza de tracción que padece el vaso.

Sustituyendo el área (A) en la expresión ... e introduciendo el factor de seguridad (FS) obtenemos lo siguiente:

$$\sigma_{\max} = \frac{FS \cdot F_t}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_e^2 - d_i^2)}$$

Si aislamos el diámetro exterior (d_e) y sustituimos la tensión máxima (σ_{\max}) por la tensión límite de rotura del material (σ_R) obtenemos la expresión para calcular dicho diámetro exterior:

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot FS \cdot F_t}{\pi \cdot \sigma_R} + d_i^2}$$

Donde:

- $d_e \rightarrow$ Diámetro exterior del vaso – soporte (m).
- $d_i \rightarrow$ Diámetro interior del vaso – soporte (m).
- $\sigma_R \rightarrow$ Tensión de rotura del material del vaso – soporte (MPa).
- $F_t \rightarrow$ Fuerza de tracción aplicada sobre el vaso (kN).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad ($FS = 2$).

Una vez determinado el diámetro exterior aproximamos el resultado a un valor más práctico y cómodo de manejar. Finalmente, verificamos de nuevo el factor de seguridad.

Para determinar la tensión real que existe debido al concentrador de tensiones usamos la expresión siguiente:

$$\sigma_{real} = K_t \cdot \sigma_{max}$$

Donde:

- σ_{real} → Tensión real producida en la pieza a causa del concentrador de tensiones (MPa).
- σ_{max} → Tensión máxima producida en la pieza sin tener en cuenta K_t (MPa).
- K_t → Factor de concentración de tensiones que depende de la geometría de la pieza y de la entalla.

Para determinar el factor de concentración de tensiones (K_t) acudimos a las tablas ... o a la hoja excel previamente programada para tal fin.

8.8. Elementos normalizados

8.8.1. Cáncamo (argolla)

Para elegir el cáncamo adecuado necesitamos saber el peso total que debe ser capaz de levantar. Debido a que todavía no estaban dibujadas todas las piezas y se desconocían las masas de algunos elementos se ha decidido aproximar dichas masas y hacer una tabla con los elementos principales.

Una vez hallada la masa total de toda la máquina procedemos con el cálculo del peso:

$$P = m \cdot g$$

Donde:

- P → Peso total de los elementos de la máquina (N).
- m → Masa total de los elementos de la máquina (kg).
- g → Gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

A partir del peso total podemos determinar la fuerza que debe soportar cada cáncamo:

$$F = \frac{P}{n}$$

Donde:

- F → Fuerza que soporta cada cáncamo (N).
- P → Peso total de los elementos de la máquina (N).
- n → Número total de cáncamos.

Una vez hallada la fuerza que debe resistir cada cáncamo consultamos el catálogo de los cáncamos normalizados y comparamos la fuerza obtenida con los valores de capacidad de carga por argolla con ángulo máximo de 45°. Escogemos la argolla que tenga un valor superior al calculado.

Otra opción es usar herramientas creadas por los fabricantes de cáncamos.

8.8.2. Motor eléctrico

Calcularemos la potencia del motor (P) a partir de momento torsor (M_t) a transmitir y la velocidad de rotación (w) en la salida. La potencia del motor nos servirá más adelante para seleccionar el acoplamiento dentado.

La expresión para calcular la potencia del motor es:

$$P_N = M_t \cdot \omega$$

Donde:

- $P_N \rightarrow$ Potencia nominal del motor eléctrico (W).
- $M_t \rightarrow$ Momento torsor producido en los rodillos (N·m).
- $w \rightarrow$ Velocidad angular del rodillo (rad/s).

El momento torsor se ha determinado en el apartado de eje a fatiga. La velocidad angular se define con:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n$$

Donde:

- $w \rightarrow$ Velocidad angular del rodillo de compactación (rad/s).
- $n \rightarrow$ Revoluciones por minuto del rodillo de compactación (rpm).

8.8.3. Reductor

Es necesario determinar la relación de transmisión (i) que debe tener el reductor para que los tambores giren a la velocidad deseada.

La expresión de relación de transmisión es:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Mt_2}{Mt_1}$$

Donde:

- $i \rightarrow$ Relación de transmisión.
- $n_1 \rightarrow$ Velocidad de giro de entrada (rpm).
- $n_2 \rightarrow$ Velocidad de giro de salida (rpm).
- $Mt_1 \rightarrow$ Momento torsor de entrada (kN·m).
- $Mt_2 \rightarrow$ Momento torsor de salida (kN·m).

Siendo un reductor que disminuye la velocidad de giro pero aumenta el momento torsor de salida la relación de transmisión debe ser mayor a uno ($i > 1$).

8.8.4. Acoplamiento dentado

8.8.4.1. Potencia del acoplamiento dentado

Para seleccionar el acoplamiento adecuado a nuestras necesidades debemos consultar los distintos fabricantes. Cada fabricante recomienda sus propios criterios de selección pero en, general, todos usan el mismo método.

Hemos escogido los acoplamientos dentados de “JAURE”. Según su catálogo, para seleccionar el tamaño apropiado hay que calcular el par nominal (T) con la expresión definida por el fabricante:

$$T = 9550 \cdot \frac{P_N}{n} \cdot K \cdot F\alpha$$

Donde:

- T → Par nominal de aplicación (N·m).
- P_N → Potencia instalada o absorbida (kW).
- n → Velocidad de funcionamiento (rpm).
- K → Factor de servicio.
- $F\alpha$ → Factor de desalineación.

El factor de servicio recomendado aparece en la tabla adjunta en el anexo, igual que el diagrama del factor de desalineación.

Una vez determinado el par nominal se procede con la consulta del catálogo en busca de un acoplamiento cuyo valor del par sea mayor que el calculado.

8.8.4.2. Desalineación del acoplamiento dentado

Los acoplamientos elásticos permiten cierta desviación angular y axial. Los acoplamientos dentados son precisamente de este tipo. Según diferentes fuentes de información los acoplamientos dentados permiten una desviación angular máxima de $1,5^\circ$ ($\alpha = 1,5^\circ$). Para nuestro cálculo tomaremos el valor medio de 1° . Este ángulo nos sirve para determinar la desviación lineal que se produce.

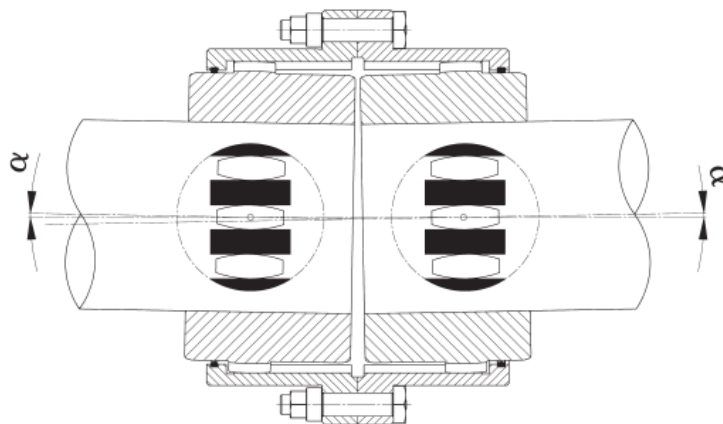


Figura 8.46. Desviación angular de un acoplamiento dentado (Fuente: JAURE)

Para obtener la desviación lineal tendremos que resolver un triángulo rectángulo como el mostrado en la figura:

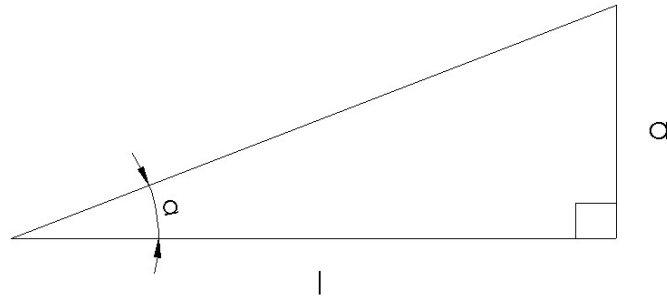


Figura 8.47. Triángulo rectángulo (Fuente: propia)

El ángulo y la largada son datos conocidos, nos queda por determinar la altura (a). Hemos escogido acoplamientos con un espaciador entre los extremos, por lo tanto, la largada pertenece al largo del espaciador ($l = 1000 \text{ mm}$). Usamos la definición de tangente del ángulo ($\tan \alpha$):

$$\tan \alpha = \frac{\text{cateto opuesto}}{\text{cateto contiguo}} = \frac{a}{l}$$

Aislamos la altura (a) y obtenemos:

$$a = \tan \alpha \cdot l$$

Donde:

- $a \rightarrow$ Altura del triángulo (m).
- $\alpha \rightarrow$ Ángulo que forma la hipotenusa con la horizontal (grados).
- $l \rightarrow$ Longitud/base del triángulo (m).

La altura obtenida tenemos que compararla con el espacio que tenemos para el desplazamiento del rodillo móvil para que sea mayor o igual:

$$a \geq 15 \text{ mm}$$

Para finalizar, hay que verificar la desviación axial que se produce en el acoplamiento y compararla con el máximo y mínimo permitidos por el fabricante.

Para ello, calculamos la hipotenusa del triángulo:

$$h = \sqrt{a^2 + l^2}$$

Donde:

- $h \rightarrow$ Hipotenusa del triángulo (m).
- $a \rightarrow$ Altura del triángulo (m).
- $l \rightarrow$ Longitud/base del triángulo (m).

Hacemos la diferencia entre la hipotenusa (h) y la largada del acoplamiento (l) para obtener la desviación axial:

$$\Delta x = h - l$$

Según el fabricante, los acoplamientos dentados escogidos permiten una desviación axial de ± 1 mm. Con lo cual, se tiene que cumplir:

$$\Delta x \leq 1 \text{ mm}$$

8.8.4.3. Fuerza axial

El proveedor de los acoplamientos dentados nos avisa de que puede originarse una fuerza axial en el acoplamiento debido a la desalineación angular entre los ejes y nos aconseja verificar el valor de dicha fuerza con la fuerza axial máxima permisible de nuestros rodamientos.

El cálculo de la fuerza axial en el acoplamiento viene definida por la siguiente ecuación:

$$F_a = \frac{2 \cdot T_n \cdot \mu}{\phi_p \cdot 0,94}$$

Donde:

- $F_a \rightarrow$ Fuerza axial del acoplamiento dentado (kN).
- $T_n \rightarrow$ Par nominal a transmitir (kN·m).
- $\phi_p \rightarrow$ Diámetro primitivo del dentado (m).
- $\mu \rightarrow$ Coeficiente de fricción.

Para el diámetro del dentado nos aconsejan tomar como dato aproximado el diámetro D_1 .

El coeficiente de fricción viene facilitado por el fabricante y tiene los siguientes valores para distintas condiciones:

$$\mu = 0,05 \rightarrow \text{Buena lubricación}$$

$$\mu = 0,3 \rightarrow \text{Agarrotamiento}$$

8.8.5. Rodamientos

A pesar de disponer de unos rodamientos que aguantan las cargas aplicadas, según el catálogo del fabricante, el mismo fabricante nos aconseja calcular ciertas sollicitaciones que vienen descritas en el propio catálogo. Para obtener información más completa se han consultado varios catálogos de rodamientos, entre los que figuran fabricantes como SKF, NSK y FAG.

El método de cálculo se ha establecido según la norma DIN ISO 281. Toda la información necesaria para realizar los cálculos requeridos se encuentra en las fichas técnicas de los rodamientos escogidos junto con las dimensiones.

8.8.5.1. Carga mínima requerida

El fabricante nos aconseja tener una carga mínima sobre el rodamiento, y la expresión para rodamientos de rodillos es:

$$P_m = 0,02 \cdot C$$

Donde:

- $P_m \rightarrow$ Carga mínima aplicada sobre el rodamientos (kN).
- $C \rightarrow$ Capacidad de carga dinámica (kN).

8.8.5.2. Carga axial

En principio, el fabricante asegura que los rodamientos de rodillos a rótula son capaces de soportar cargas axiales muy elevadas que se aproximan incluso al valor de la carga radial. En nuestro caso, tenemos montados los rodamientos sobre manguitos de fijación sobre ejes planos. Para dicha configuración, el fabricante nos facilita una expresión para determinar la carga axial máxima admisible:

$$F_a = 0,003 \cdot b \cdot d$$

Donde:

- $F_a \rightarrow$ Carga axial máxima admisible (N).
- $b \rightarrow$ Anchura del rodamiento (mm).
- $d \rightarrow$ Diámetro del aro interior del rodamiento (mm).

Las dimensiones de los rodamientos vienen adjuntos en el anexo como ficha técnica del producto.

A pesar de que en nuestra máquina no deben producirse cargas axiales, cogeremos el valor máximo admisible para realizar los cálculos restantes en los que figura.

8.8.5.3. Carga dinámica equivalente

Si la carga es constante en magnitud y sentido, y actúa radialmente sobre un rodamiento, entonces $P = F$ y la carga se puede incluir directamente en la ecuación de vida.

La carga dinámica equivalente obtiene la siguiente expresión:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Donde:

- $P \rightarrow$ Carga dinámica equivalente (kN).
- $F_r \rightarrow$ Carga radial (kN).
- $F_a \rightarrow$ Carga axial (kN).
- $X \rightarrow$ Factor radial.
- $Y \rightarrow$ Factor axial.

Para calcular la carga dinámica equivalente, primero tenemos que comprobar las siguientes relaciones:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 \cdot F$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F$$

El valor e , al igual que los factores X y Y , figuran en la ficha técnica del producto:

$$e = 0,23$$

$$Y_1 = 2,9$$

$$Y_2 = 4,4$$

Dependiendo de la relación obtenida, aplicaremos una fórmula u otra de carga dinámica equivalente.

8.8.5.4. Solicitación dinámica

La solicitud dinámica se parte de la fatiga del material, definida con la siguiente fórmula de vida:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P} \right)^p [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Donde:

- $L_{10} = L \rightarrow$ Vida nominal para un millón (10^6) de revoluciones.
- $C \rightarrow$ Capacidad de carga dinámica (kN).
- $P \rightarrow$ Carga dinámica equivalente (kN).
- $p \rightarrow$ Exponente de vida ($p = 10/3$ para rodamientos de rodillos).

Si la velocidad del rodamiento es constante se puede expresar el resultado en horas:

$$Lh_{10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} [h]$$

Donde:

- $n \rightarrow$ Revoluciones por minuto (rpm).

8.8.5.5. Carga estática equivalente

La carga estática tiene influencia cuando el movimiento entre los aros del rodamiento es inferior a 10 revoluciones por minuto ($n < 10$ rpm). Dependiendo del producto a compactar, la máquina trabajará por encima de las 10 revoluciones o por debajo.

La expresión de carga equivalente estática es:

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Donde:

- $P_0 \rightarrow$ Carga dinámica equivalente (kN).
- $F_r \rightarrow$ Carga radial (kN).
- $F_a \rightarrow$ Carga axial (kN).
- $X_0 \rightarrow$ Factor radial.
- $Y_0 \rightarrow$ Factor axial.

Según los catálogos, si cogemos los rodamientos de rodillos a rótula, la ecuación pasa a ser:

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a$$

8.8.5.6. Solicitación estática

La sollicitación estática queda definida por el factor de esfuerzo estático:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Donde:

- $f_s \rightarrow$ Valor de seguridad.
- $C_0 \rightarrow$ Capacidad de carga estática (kN).
- $P_0 \rightarrow$ Carga estática equivalente (kN).

El valor de seguridad obtenido nos define el grado de exigencia que deben cumplir nuestros rodamientos:

Exigencias elevadas $\rightarrow f_s = 1,5 - 2,5$

Exigencias normales $\rightarrow f_s = 1,0 - 1,5$

Exigencias reducidas $\rightarrow f_s = 0,7 - 1,0$

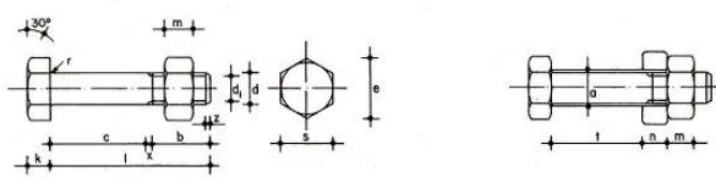
En función de las exigencias requeridas escogeremos los rodamientos adecuados.

8.9. Uniones atornilladas

Todas las piezas que llevan alguna unión atornillada y presentan algún tipo de sollicitación considerable y de comprobación necesaria se calculan para distintos tipos de resistencia que se explican a continuación. Para los cálculos se usan las tablas siguientes con información necesaria sobre los distintos diámetros de tornillos:

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Grado del tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yb} \text{ N/mm}^2$	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub} \text{ N/mm}^2$	400	400	500	500	600	800	1000

Figura 8.48. Límite elástico σ_e y límite a rotura σ_R de tornillos (Fuente: ingemecanica.com)



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Diámetro del agujero a mm	Area neta del núcleo An cm²	Area resistente Ar cm²
	Diámetro de la caña d mm	Diámetro interior d1 mm	Longitud roscada b mm	Longitud de la salida x mm	Longitud del chaflán z mm	Espesor k mm	Medida entre caras s mm	Medida entre aristas e mm	Radio del acuerdo r mm			
T 10	10	8.160	17.5	2.5	1.7	7	17	19.6	0.5	11	0.523	0.580
T 12	12	9.853	19.5	2.5	2.0	8	19	21.9	1.0	13	0.762	0.843
T 16	16	13.546	23.0	3.0	2.5	10	24	27.7	1.0	17	1.440	1.570
T 20	20	16.933	25.0	4.0	3.0	13	30	34.6	1.0	21	2.250	2.750
(T 22)	22	18.933	28.0	4.0	3.3	14	32	36.9	1.0	23	2.820	3.030
T 24	24	20.319	29.5	4.5	4.0	15	36	41.6	1.0	25	3.240	3.530
(T 27)	27	23.319	32.5	4.5	4.0	17	41	47.3	1.0	28	4.270	4.560
T 30	30	25.706	35.0	5.0	5.0	19	46	53.1	1.0	31	5.190	5.610
(T 33)	33	28.706	38.0	5.0	5.0	21	50	57.7	1.0	34	6.470	6.940
T 36	36	31.093	40.0	6.0	6.0	23	55	63.5	1.0	37	7.590	8.170

Se recomienda no utilizar los tornillos cuyo tipo figura entre paréntesis.

Figura 8.49. Medidas para distintos tornillos (Fuente: ingemecanica.com)

8.9.1. Disposiciones en el montaje

Junto con la selección de tornillos adecuados tendremos que hacer, en paralelo, el diseño de la zona de unión atornillada. Para ello hay que tener en cuenta las distancias mostradas en la figura:

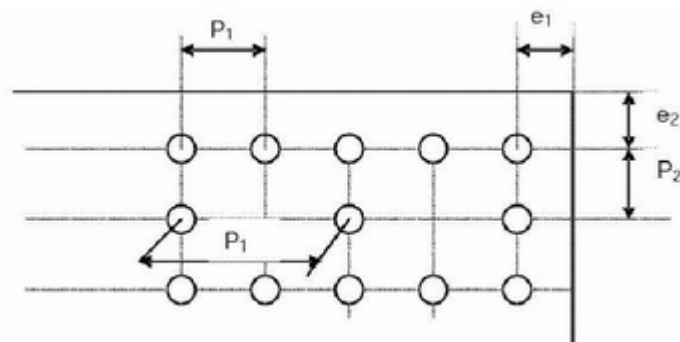


Figura 8.50. Distancias de los taladros para tornillos (Fuente: ingemecanica.com)

Las distancias indicadas deben cumplir las siguientes definiciones:

$$\begin{aligned}
 e_1 &\geq 1,2 \cdot d_0 \\
 e_2 &\geq 1,5 \cdot d_0 \\
 p_1 &\geq 2,2 \cdot d_0 \\
 p_2 &\geq 3 \cdot d_0 \\
 m &\geq 2 \cdot d
 \end{aligned}$$

Siendo:

- e_1 → La distancia desde el centro del agujero al extremo frontal según la dirección de la transmisión de la carga (mm).

- $e_2 \rightarrow$ La distancia del centro del agujero al borde lateral medida normalmente a la dirección de la transmisión de la carga (mm).
- $p_1 \rightarrow$ La distancia entre centro de tornillos en la dirección de la transmisión de la carga (mm).
- $p_2 \rightarrow$ La separación entre filas de tornillos, medidos perpendicularmente a la dirección de la transmisión de la carga (mm).
- $m \rightarrow$ Distancia del eje del taladro a cualquier superficie paralela.

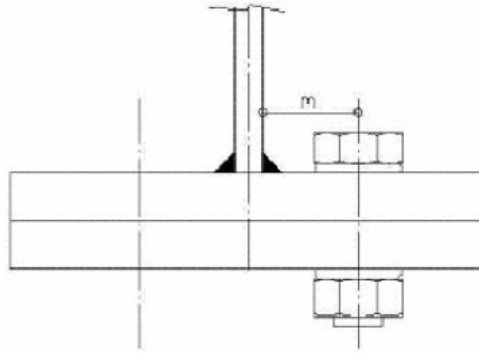


Figura 8.515. Distancias del eje del taladro a cualquier superficie paralela (Fuente: ingemecanica.com)

Se aconseja respetar la distancia m para que los tornillos puedan apretarse sin dificultad.

Los diámetros de los taladros (d_0) para los tornillos deben ser más grandes que sus respectivos vástagos (d):

- 1 mm para tornillos de 12 y 14 mm de diámetro.
- 1 ó 2 mm para tornillos de 16 a 24 mm de diámetro.
- 2 ó 3 mm para tornillos de diámetro de 27 mm o mayores.

8.9.2. Resistencia a cortante

La expresión que nos permite calcular la resistencia a cortante depende de la calidad del tornillo y del hecho que la zona de corte se encuentra en la parte roscada o no.

- Parte roscada

$$\text{Calidad } 4.6/5.6/8.8 \rightarrow F_R^C = \frac{0,6 \cdot \sigma_R \cdot A}{FS}$$

$$\text{Calidad } 4.8/5.8/6.8/10.9 \rightarrow F_R^C = \frac{0,5 \cdot \sigma_R \cdot A}{FS}$$

- Parte no roscada

$$F_R^C = \frac{0,6 \cdot \sigma_R \cdot A}{FS}$$

Donde:

- $F_{rC} \rightarrow$ Fuerza de resistencia a cortante (N).
- $\sigma_R \rightarrow$ Tensión límite a rotura del tornillo (MPa).
- $A \rightarrow$ Área de la sección del tornillo resistente a cortante (mm^2).

- FS → Factor de seguridad para tornillos (FS = 1,25).

El valor de resistencia a cortante obtenido corresponde a un (1) tornillo. Para determinar la resistencia total a cortante multiplicamos por el número de tornillos usados en la unión. También podemos dividir la fuerza cortante aplicada entre la fuerza resistente del tornillo y obtener el número mínimo de tornillos necesarios para aguantar la carga:

$$n = \frac{F}{F_R}$$

Donde:

- n → Número de tornillos.
- F → Fuerza aplicada (kN).
- F_R → Fuerza resistente del tornillo (kN).

8.9.3. Resistencia a aplastamiento

Si el tornillo trabaja a tracción es necesario comprobar que la pieza unida mediante tornillos resiste a aplastamiento.

La fórmula para calcular la resistencia a aplastamiento de la pieza unida con tornillos es:

$$F_R^A = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot \sigma_R^M \cdot d \cdot t}{FS}$$

Donde:

- F_{RA} → Fuerza de resistencia a aplastamiento (N).
- σ_{Rm} → Tensión límite a rotura de la pieza a unir (MPa).
- d → Diámetro del tornillo (mm).
- t → Espesor de la pieza/chapa (mm).
- FS → Factor de seguridad para tornillos (FS = 1,25).

Siendo α el menor valor de:

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{e_1}{3 \cdot d_0} \\ \alpha &= \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4} \\ \alpha &= \frac{\sigma_R}{\sigma_R^M} \\ \alpha &= 1\end{aligned}$$

Donde:

- d_0 → Diámetro del agujero (mm).
- e_1 → Distancia al extremo frontal (mm).
- p_1 → Separación entre tornillos (mm).
- σ_{Rm} → Tensión límite a rotura de la pieza a unir (MPa).

- $\sigma_R \rightarrow$ Tensión límite a rotura del tornillo (MPa).

8.9.4. Resistencia a tracción

Si la unión atornillada se encuentra sometida a tracción debemos aplicar la siguiente fórmula:

$$F_R^T = \frac{0,9 \cdot \sigma_R \cdot A}{FS}$$

Donde:

- $F_R^T \rightarrow$ Fuerza de resistencia a tracción (N).
- $\sigma_R \rightarrow$ Tensión límite a rotura del tornillo (MPa).
- $A \rightarrow$ Área de la sección del tornillo resistente a la tracción (mm²).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad para tornillos ($FS = 1,25$).

Para calcular la cantidad de tornillos mínima necesaria usaremos la misma expresión que en el aparatado de cortante.

8.9.5. Resistencia a punzonamiento

Cuando el tornillo está sometido a esfuerzo de tracción es necesario verificar que la pieza/chapa resiste a punzonamiento.

La expresión que se usará para calcular la resistencia a punzonamiento de la pieza es:

$$F_R^P = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot \sigma_R^M \cdot d_{\min} \cdot t}{FS}$$

Donde:

- $F_R^P \rightarrow$ Fuerza de resistencia a punzonamiento (N).
- $\sigma_{Rm} \rightarrow$ Tensión límite a rotura de la pieza a unir (MPa).
- $d_{\min} \rightarrow$ Diámetro mínimo de la tuerca o tornillo (mm).
- $t \rightarrow$ Espesor de la pieza/chapa (mm).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad para tornillos ($FS = 1,25$).

Para el diámetro mínimo (d_{\min}) se tomará la medida entre caras de la cabeza del tornillo.

Para asegurar la resistencia se tiene que cumplir:

$$F_R^P > F_t$$

Donde:

- $F_R^P \rightarrow$ Fuerza de resistencia a punzonamiento (kN).
- $F_t \rightarrow$ Carga aplicada sobre cada tornillo por separado (kN)

No será preciso comprobar la fuerza resistente a punzonamiento si se cumple que el espesor de la chapa es:

$$t_{\min} \geq \frac{d \cdot \sigma_R}{6 \cdot \sigma_R^M}$$

Donde:

- σ_{Rm} → Tensión límite a rotura de la pieza a unir (MPa).
- σ_R → Tensión límite a rotura del tornillo (MPa).
- d → Diámetro del tornillo (mm).
- t → Espesor de la pieza/chapa (mm).

8.9.6. Resistencia a acción conjunta de cortante y tracción

Si tenemos la unión atornillada sometida simultáneamente a cortante y tracción debemos verificar la siguiente definición:

$$\frac{F_C}{F_R^C} + \frac{F_T}{F_R^T} \leq 1$$

Donde:

- F_C → Fuerza cortante aplicada sobre la unión (kN).
- F_R^C → Fuerza resistente al cortante de toda la unión (kN).
- F_T → Fuerza de tracción aplicada sobre la unión (kN).
- F_R^T → Fuerza resistente a tracción de toda la unión (kN).

8.9.7. Esfuerzo de pretensado y par de apriete

Para los tornillos de alta resistencia (8.8 y 10.9) es preciso calcular el par de apriete y la fuerza de pretensado para asegurar un buen funcionamiento de la unión y buena resistencia.

El esfuerzo de pretensado se calcula con la expresión siguiente:

$$F_0 = 0,7 \cdot \sigma_R \cdot A$$

Donde:

- F_0 → Esfuerzo de pretensado (N).
- σ_R → Tensión límite a rotura del tornillo (MPa).
- A → Área de la sección del tornillo resistente a la tracción (mm²).

El par de apriete se obtiene a partir de la fuerza calculada:

$$M_t = 0,18 \cdot d \cdot F_0$$

Donde:

- M_t → Par de apriete (N·m).
- d → Diámetro del tornillo (m).
- F_0 → Esfuerzo de pretensado (N).

El valor de 0,18 pertenece al rozamiento del tornillo con el material de la pieza y es un valor aconsejado para tornillos ligeramente engrasados.

8.9.8. Viga central

De apartados anteriores sabemos que sobre la viga central se aplica una carga vertical ($F = 13$ kN) como muestra la imagen siguiente:

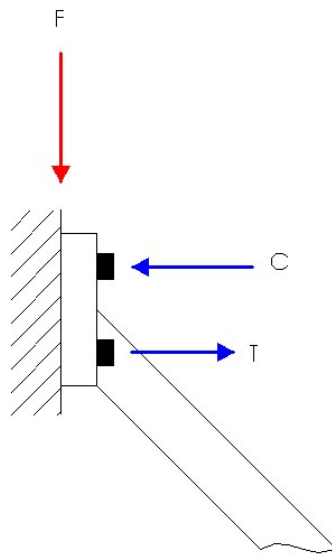


Figura 8.52. Carga aplicada y reacciones en los tornillos (Fuente: ingemecanica.com)

Siendo la carga (F) aplicada verticalmente hace que los tornillos inferiores trabajen a tracción (T) junto con cortante y los tornillos superiores quedan sometidos a compresión (C) más cortante.

Vamos a simplificar el dibujo para ver más claramente los distintos esfuerzos de la viga y las diferentes distancias. La viga central tendrá forma de línea respetando las dimensiones de la viga real:

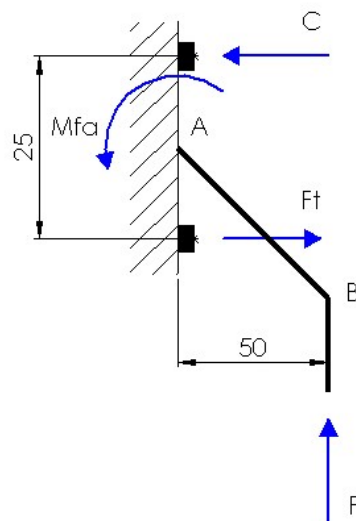


Figura 8.53. Cargas aplicadas y reacciones en los tornillos (Fuente: ingemecanica.com)

Para seguir con el cálculo de resistencia de tornillos tenemos que determinar las fuerzas aplicadas sobre dichos tornillos.

Definimos el momento flector que se produce en el punto A a causa de la fuerza vertical (F):

$$M_f^A = F \cdot \frac{l_1}{2}$$

Donde:

- $M_f^A \rightarrow$ Momento flector en el punto A (N·m).
- $F \rightarrow$ Carga vertical aplicada sobre la viga central (N).
- $l_1 \rightarrow$ Distancia perpendicular desde el punto A a la fuerza vertical ($l_1 = 50$ mm).

Una vez obtenido el momento flector en A hacemos otra definición para determinar la fuerza de tracción a la que se someten los tornillos:

$$M_f^A = F_T \cdot \frac{l_2}{2}$$

Donde:

- $M_f^A \rightarrow$ Momento flector en el punto A (N·m).
- $F \rightarrow$ Carga de tracción aplicada sobre los tornillos (N).
- $l_2 \rightarrow$ Distancia perpendicular desde el punto A a la fuerza vertical ($l_2 = 25$ mm).

Si aislamos la fuerza de tracción nos queda la expresión siguiente:

$$F_T = \frac{2 \cdot M_f^A}{l_2}$$

Ahora tenemos los datos necesarios para calcular la resistencia de los tornillos. Al tener aplicadas, simultáneamente, las fuerzas de tracción y cortante debemos calcular la resistencia para los dos casos y para acabar comprobar la resistencia de acción conjunta de tracción y cortante.

8.10. Chavetas

En el dimensionado de la chaveta el ancho (b) y el alto (h) vienen determinados por el diámetro del eje, lo que se calcula es la longitud (l) de la chaveta. Una vez calculada la longitud necesaria se selecciona el valor de la lista de longitud recomendadas en el catálogo.

En la imagen siguiente se muestra la carga aplicada sobre la chaveta cuando ésta se ejecuta la transmisión del par:

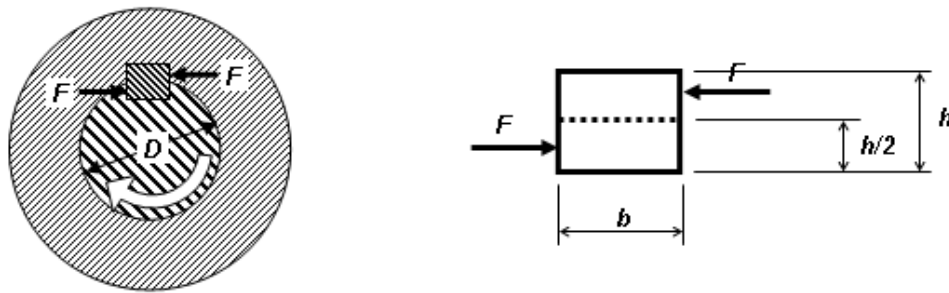


Figura 8.54. Fuerzas en la chaveta derivadas del par (Fuente: <http://www.mecapedia.uji.es>)

El par a transmitir tiene siguiente relación con la carga aplicada:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d}$$

Donde:

- $F \rightarrow$ Esfuerzo aplicado sobre la chaveta (N).
- $T \rightarrow$ Par a transmitir (N·m).
- $d \rightarrow$ Diámetro del eje (m).

Para poder hacer un dimensionado correcto de la chaveta es necesario calcular su resistencia a aplastamiento y a cortadura que, están solicitadas por la fuerza F . Tendremos que obtener las longitudes correspondientes a las dos sollicitaciones y escoger la longitud más desfavorable.

Para los dos casos usaremos el mismo factor de seguridad (FS) que viene definido en el libro de Faïres y tiene los siguientes valores:

$$FS = \begin{cases} 1,50 \rightarrow \text{Carga uniforme} \\ 2,00 - 2,25 \rightarrow \text{Cargas de choques ligeros} \\ \text{hasta } 4,50 \rightarrow \text{Cargas de choques severas con inversión de carga} \end{cases}$$



Figura 8.55. Dimensiones de una chaveta paralela DIN 6885 A (Fuente: OPAC)

8.10.1. Aplastamiento

Tenemos que calcular la resistencia de la sección perpendicular a la fuerza aplicada. El área de la sección resistente al aplastamiento es:

$$A = \frac{h}{2} \cdot l$$

Donde:

- $A \rightarrow$ Área resistente al aplastamiento (mm^2).
- $h \rightarrow$ Altura de la chaveta (mm).
- $l \rightarrow$ Longitud de la chaveta (mm).

La tensión de compresión que se produce en la chaveta viene definida por:

$$\sigma_{comp} = \frac{F}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq \sigma_{adm}$$

Donde

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fallo}}{FS}$$

Donde:

- $\sigma_{comp} \rightarrow$ Tensión de compresión (MPa).
- $F \rightarrow$ Fuerza de compresión (N).
- $\sigma_{adm} \rightarrow$ Tensión admisible (MPa).
- $\sigma_{fallo} \rightarrow$ Tensión de fallo del material de la chaveta (MPa).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad.

Es costumbre usar la tensión de fallo con el valor de $\sigma_{fallo} = 120$ MPa, o también la tensión de fluencia del material (σ_F).

Con todas éstas definiciones podemos expresar la longitud mínima necesaria para el dimensionado de la chaveta:

$$l_{comp} \geq \frac{2 \cdot F \cdot FS}{h \cdot \sigma_{fallo}}$$

Donde:

- $l_{comp} \rightarrow$ Longitud debida al aplastamiento (mm).
- $F \rightarrow$ Fuerza de compresión (N).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad.
- $h \rightarrow$ Altura de la chaveta (mm).
- $\sigma_{fallo} \rightarrow$ Tensión de fallo del material de la chaveta (MPa).

8.10.2. Cortadura

El área resistente a la cortadura es la sección paralela a la fuerza de aplicación y tiene la siguiente definición:

$$A = b \cdot l$$

Donde:

- $A \rightarrow$ Área resistente a la cortadura (mm^2).
- $b \rightarrow$ Anchura de la chaveta (mm).

- $l \rightarrow$ Longitud de la chaveta (mm).

La tensión de cortadura que se produce en la chaveta viene definida por:

$$\tau_{cort} = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{adm}$$

Donde

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fallo}}{FS}$$

Donde:

- $\tau_{cort} \rightarrow$ Tensión de cortadura (MPa).
- $F \rightarrow$ Fuerza de cortadura (N).
- $\tau_{adm} \rightarrow$ Tensión admisible (MPa).
- $\tau_{fallo} \rightarrow$ Tensión de fallo del material de la chaveta (MPa).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad.

Es costumbre usar la tensión de fallo con el valor de $\tau_{fallo} = 80$ MPa, o también la tensión de fluencia del material (σ_F).

Con todas éstas definiciones podemos expresar la longitud mínima necesaria para el dimensionado de la chaveta:

$$l_{cort} \geq \frac{F \cdot FS}{b \cdot \tau_{fallo}}$$

Donde:

- $l_{cort} \rightarrow$ Longitud debida al aplastamiento (mm).
- $F \rightarrow$ Fuerza de cortadura (N).
- $FS \rightarrow$ Factor de seguridad.
- $b \rightarrow$ Anchura de la chaveta (mm).
- $\tau_{fallo} \rightarrow$ Tensión de fallo del material de la chaveta (MPa).

8.11. Cola de milano

También llamado cola de pato es un tipo de elemento de fijación que a la vez puede realizar la función de una chaveta estándar. En la enciclopedia sobre diseño de máquinas <http://mash-xxl.info> encontramos la relación que existe entre las diferentes medidas. A partir de los dibujo que se han encontrado representamos la geometría que tendrá el elemento:

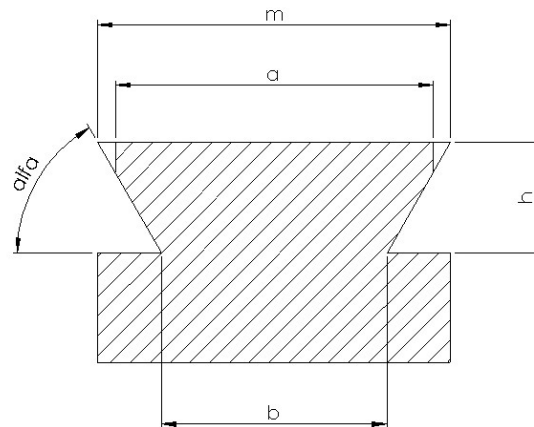


Figura 8.56. Geometría de chaveta cola de milano (Fuente: propia)

El libro nos facilita la siguiente relación en función del ángulo α para definir las medidas del elemento:

$$b = m - 2 \cdot h \cdot \cot \alpha$$

Dependiendo del ángulo la expresión queda:

$$\alpha = 60^\circ \rightarrow b = m - 1,1547 \cdot h$$

$$\alpha = 55^\circ \rightarrow b = m - 1,4 \cdot h$$

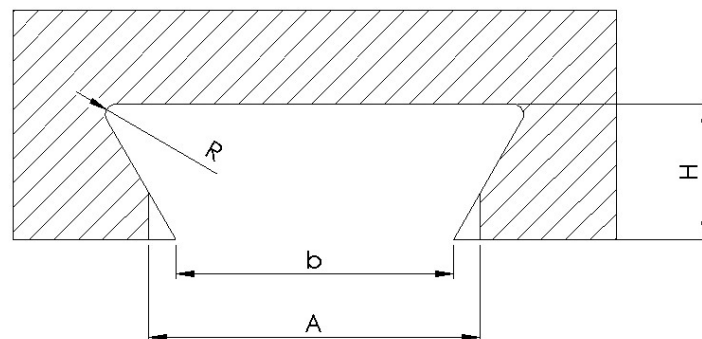


Figura 8.57. Geometría de chavetero cola de milano (Fuente: propia)

El resto de dimensiones está expresado en una tabla y su definición cambia dependiendo de la altura (h):

$$a = b + h$$

$$m = b + 4,62$$

$$H \rightarrow \text{Tabla}$$

$$A \rightarrow \text{Tabla}$$

$$R \rightarrow \text{Tabla}$$

Para empezar a definir la geometría de cola de milano haremos una equivalencia con una chaveta plana. Calcularemos los valores de h y b a partir de las resistencias a aplastamiento y

cortadura. Cogemos los valores recomendados del catálogo. Con el valor de b hallado procederemos con el cálculo del resto de dimensiones tal y como se comentó anteriormente.

8.12. Sistema hidráulico

El esquema hidráulico aparece en el apartado de los planos, mientras que aquí se explica el método de cálculo para la selección de la central hidráulica.

Para calcular el caudal que requiere el sistema debemos escoger un cilindro hidráulico. La geometría y el área interior del cilindro definen el caudal necesario junto con la velocidad del fluido establecida. Como que nuestra briquetadora no está ligada a ningún criterio de velocidad de avance del vástago del pistón hidráulico proponemos una velocidad de $V = 0,1 \text{ m/s}$. Consideramos que ésta velocidad es suficiente para cumplir con los objetivos de la máquina.

Con la expresión podemos determinar el caudal:

$$Q = A \cdot V$$

Donde:

- $Q \rightarrow$ Caudal requerido por el sistema (m^3/s).
- $A \rightarrow$ Área interna del cilindro (m^2).
- $V \rightarrow$ Velocidad de avance del vástago del cilindro (m/s).

Para calcular la presión necesaria para el sistema debemos determinar la presión que requiere el cilindro hidráulico y hallar las pérdidas que se producen en las válvulas del sistema.

La presión de trabajo del cilindro hidráulico viene definida por la fórmula:

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde:

- $P \rightarrow$ Presión de trabajo del cilindro hidráulico (bar).
- $F \rightarrow$ Fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico (N).
- $A \rightarrow$ Área de trabajo del cilindro hidráulico (m^2).

La presión total necesaria viene definida por la expresión siguiente:

$$P_{total} = P + \sum P_{perd}$$

Donde:

- $P_{total} \rightarrow$ Presión total requerida por el sistema (bar).
- $P \rightarrow$ Presión de trabajo del cilindro hidráulico (bar).
- $\sum P_{perd} \rightarrow$ Sumatorio de presiones debidas a pérdidas (bar).

Para encontrar los valores de pérdidas usaremos las tablas extraídas del libro “Oleohidráulica” de Antonio Serrano Nicolás:

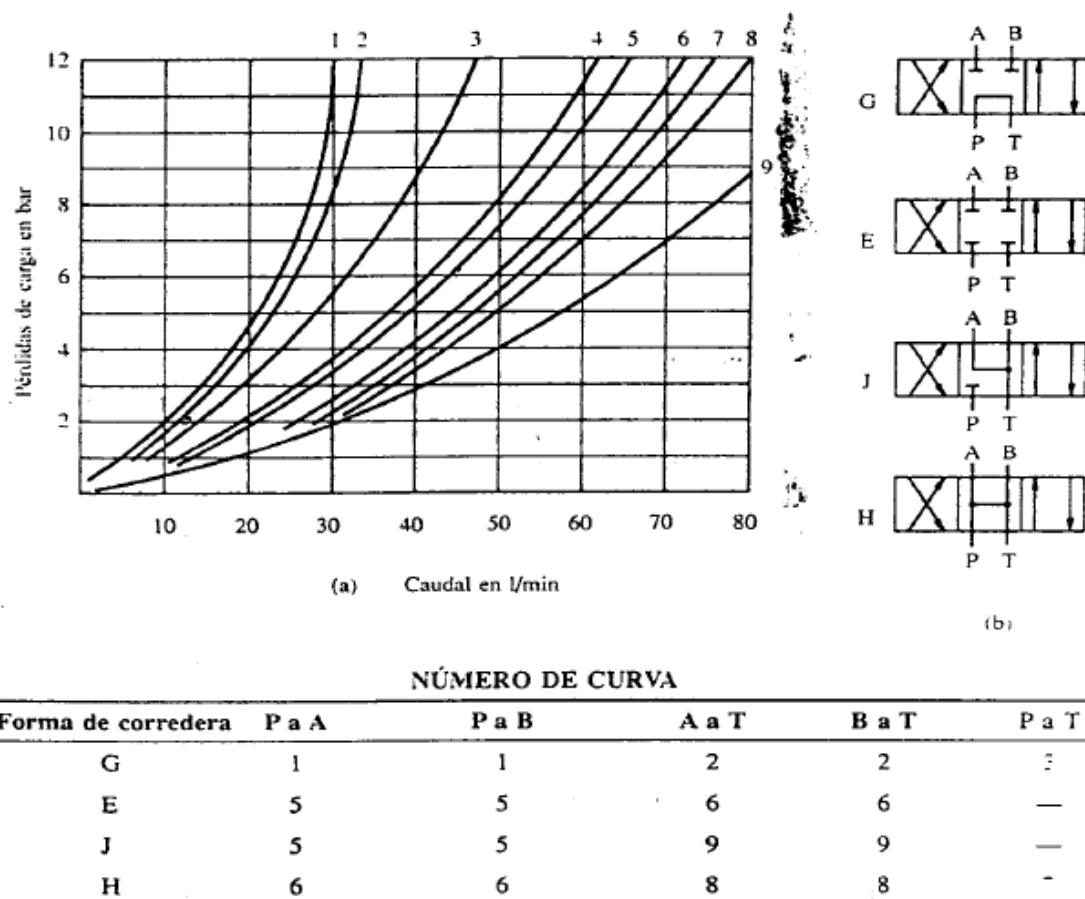


Figura 8.58. Pérdidas de carga en válvulas direccionales (Fuente: Oleohidráulica, Antonio Serrano Nicolás, Editorial Mc Graw Hill)

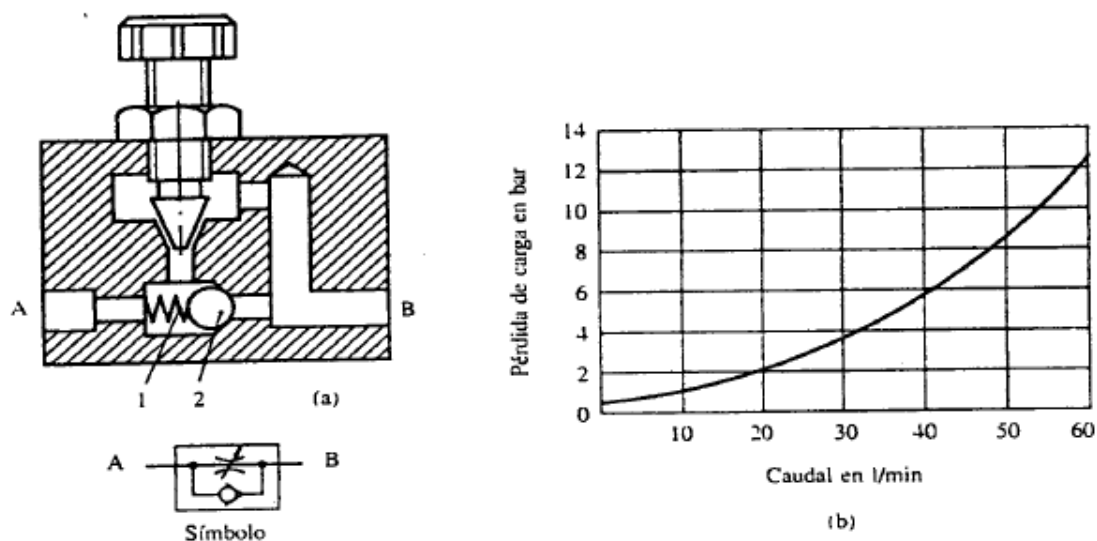


Figura 8.59. Pérdidas de carga en válvulas reguladoras de caudal (Fuente: Oleohidráulica, Antonio Serrano Nicolás, Editorial Mc Graw Hill)

Otro de los criterios a calcular es la cilindrada de la bomba que se define de la siguiente manera:

$$C = \frac{Q}{n \cdot \eta_v \cdot 10^{-3}}$$

Donde:

- $C \rightarrow$ Cilindrada de la bomba o volumen de suministro (cm^3/rev).
- $n \rightarrow$ Velocidad de giro del motor eléctrico de la bomba (la velocidad más común es $n = 1500 \text{ rpm}$).
- $\eta_v \rightarrow$ Rendimiento volumétrico (recomendado aplicar valor de 0,93).

Con los valores obtenidos a partir de las expresiones anteriores podemos escoger la bomba hidráulica (central) adecuada que sea capaz de satisfacer nuestras necesidades.

También es necesario calcular el diámetro interior de la manguera para escoger la más adecuada a la hora de hacer la conexión de los elementos hidráulicos. La definición de diámetro interior es la siguiente:

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{rec}}}}$$

Donde:

- $d_{\text{int}} \rightarrow$ Diámetro interior de la manguera (m).
- $Q \rightarrow$ Caudal requerido por el sistema (m^3/s).
- $V_{\text{rec}} \rightarrow$ Velocidad recomendada (m/s).

Las velocidades recomendadas aparecen en las tablas extraídas del mismo libro:

VELOCIDADES DEL FLUIDO EN TUBERÍAS			
Conductos	Velocidades del fluido en m/s.		
	Presiones de trabajo en bar.		
	de 0 a 25	de 25 a 100	de 100 a 300
De presión	de 3,0 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6,0
De alimentación		de 0,5 a 1,0	
De retorno		de 1,5 a 2,0	

Figura 8.60. Velocidades recomendadas del fluido (Fuente: Oleohidráulica, Antonio Serrano Nicolás, Editorial Mc Graw Hill)

8.13. Producción

Para determinar la producción de la briquetadora debemos saber la cantidad de células que hay en cada rodillo de compactación, por lo tanto, el número de briquetas que hay entre los dos tambores. Una vez determinado el número total de briquetas calculamos la producción de briquetas por minuto gracias a la velocidad de giro de los rodillos con la siguiente expresión:

$$P_n = N \cdot n$$

Donde:

- P_n → Producción nominal (briquetas/min).
- N → Número total de briquetas entre los dos rodillos.
- n → Velocidad de rotación nominal de los rodillos de compactación (rpm).

Calculamos la producción nominal con la velocidad de rotación nominal porque la producción dependerá del producto en polvo usado ya que para la compactación de diferentes productos en polvo se requiere una velocidad de rotación particular, al igual que la fuerza de compactación.

Para calcular la producción en unidades de masa tenemos que saber la densidad del producto en polvo compactado. Ya que las briquetas compactadas se asemejan mucho con el material sólido podemos considerar que tendrán la misma densidad. La tabla siguiente nos muestra las densidades para los distintos materiales de construcción:

Material	Densidad (tn/m ³)	Densidad en estado de polvo (tn/m ³)
Yeso	2,5	0,8 - 0,9
Arcilla	1,6 - 2,0	1,0 - 1,5
Cal	1,3 - 1,4	0,5 - 0,7
Caliza	2,73	0,9 - 1,2
Ceniza	2,5 - 3,0	0,6 - 0,8
Silicio	2,65	1,15
Polvo mineral	2,53	0,95 - 1,2
Tiza	1,8 - 2,7	0,95 - 1,2
Cemento	2,8 - 3,2	0,8 - 1,2
Barilla	2,53	0,55 - 0,80
Arlita	-	0,25 - 1,0
Arena	2,5 - 2,9	1,5 - 1,7
Arena - cemento	-	-

Figura 8.616. Densidades para diferentes materiales de construcción

(Fuente: <http://www.stroymehanika.ru>)

Los valores varían dependiendo del material usado. Para determinar la producción en unidades de masa tenemos que hallar la masa que tendrá cada briqueta. La masa se obtiene multiplicando la densidad por el volumen:

$$m = \rho \cdot V$$

Donde:

- m → Masa de la briqueta (kg).
- ρ → Densidad del material de briqueta (kg/m³).
- V → Volumen de la briqueta (m³).

El volumen de la briqueta es aproximadamente de 20 cm³ según la geometría del molde del tambor de compactación.

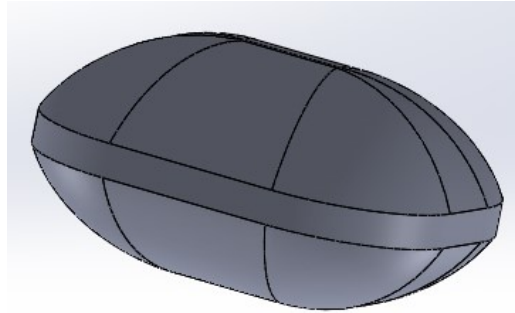


Figura 8.62. Forma aproximada de la briqueta (Fuente: propia)

Con la masa de la briqueta conocida procedemos con el cálculo de la producción en unidades de masa:

$$P = P_n \cdot m$$

Donde:

- $P \rightarrow$ Producción (kg/min).
- $P_n \rightarrow$ Producción nominal (briquetas/min).
- $m \rightarrow$ Masa de briqueta (kg).

De ese modo podremos conocer la producción aproximada de nuestra briquetadora, pero hay que tener en cuenta que es un valor que varía en función del material en polvo con el que se trabaja y de la calidad de la briqueta final que se desea obtener.

8.14. Tolerancias

Para los elementos comerciales que disponen de algún tipo de fijación eje – agujero, normalmente, el fabricante indica las tolerancias recomendadas. Por ejemplo, para los acoplamientos quedan indicadas las tolerancias para el agujero del acoplamiento y para el eje sobre el que va montado, al igual que los chaveteros para las chavetas recomendadas.

Las piezas que son de diseño propio se adaptan a las tolerancias de los elementos normalizados consultando las tablas de tolerancias dimensionales provenientes de la asignatura “Ingeniería de Procesos de Fabricación (EPFM)”. También se usan tablas de recomendaciones y de ayuda según el tipo de ajuste deseado como las que se muestran a continuación:

	Tolerancias pequeñas	Tolerancias medias	Tolerancias grandes
Calidades ISO	0 1 2 3 4	5 6 7 8 9 10 11	12 13 14 15 16 17 18
Campos de Aplicación	Calibre o Patrón	Piezas mecanizadas	Medidas Libres
	Calibre de trabajo	Construcción de máquinas	Piezas estiradas, laminadas, fundidas.

Figura 8.63. Calidad de la tolerancia en función de aplicación (Fuente: diapositivas de EPFM)

CLASES DE TOLERANCIAS			
Campo de Tolerancia para agujero H Agujero único	Campo de Tolerancia para ejes		
	a b c d e f g h	J k m n	p r s t u v x y z za zb zc
	Ajustes con juego	Ajustes indeterminados	Ajustes con apriete
Campo de Tolerancia para ejes h Eje único	Campo de Tolerancia para agujeros		
	A B C D E F G H	J K M N	P R S T U V X Y Z ZA ZB ZC
	Ajustes con juego	Ajustes indeterminados	Ajustes con apriete

Figura 8.64. Clase de la tolerancia para agujero único o eje único (Fuente: diapositivas de EPFM)

		Agujero base			Eje base			
AJUSTES MÓVILES		H7	H8	H11	h6	h7	h8	h11
a) Con gran juego (alineación defectuosa, longitudes muy grandes)			d8	a11 b11 c11 d11			D10	A11 B11 C11 D11
b) Casos normales de piezas que giran o deslizan		e7 f6	e8 f7			E8 F7	E9 F8	
c) Piezas que necesitan una guía precisa y giran despacio		g6			G7			
AJUSTES CON APRIETE								
a) Para no transmitir esfuerzo notable y que puedan montarse y desmontarse sin deterioro	1) Colocación a mano	h6 j6	h7	h11	H7 J7	H8	H8	H11
	2) Colocación con mazo	k6 m6 n6			K7 M7 N7			
b) Para transmitir esfuerzos; desmontaje con deterioro	1) Colocación con mazo	p6 r6			P7 R7			
	2) Montaje con prensa o dilatación	r6 s6 x7	u7		R7 S7 U7	U8 X7 Z7		

Figura 8.65. Ajustes recomendados en la fabricación (Fuente: diapositivas de EPFM)

No se mostrará el proceso de obtención de los valores de las tolerancias para los distintos ajustes de la máquina porque es un proceso repetitivo de sumas y restas. Todas las tolerancias posibles quedan reflejadas en los planos anexos con sus valores correspondientes.

9. Impacto ambiental

La máquina diseñada no produce ningún tipo de residuos proveniente del proceso de fabricación. El proceso de fabricación consiste en transformación del estado físico del producto sin aplicación de calor. Los residuos provenientes del producto usado es responsabilidad del cliente que compra la máquina y se encarga de eliminarlos.

Los materiales usados en la fabricación de la briquetadora es, básicamente, acero (inoxidable y otras aleaciones) que puede ser reciclado y reutilizado sin problemas. A excepción, tenemos los sellos radiales que tienen los labios de elastómero, al igual que las junta tóricas están hechas de elastómero, pero que se pueden reciclar fácilmente.

Requiere un reciclaje especial el fluido hidráulico proveniente del sistema hidráulico de la máquina y de la centra hidráulica. Lo mismo se trata de los aceites y lubricantes provenientes de los rodamientos y de los acoplamientos dentados, junto con el reductor.

10. Normativas aplicables

- **Directiva de máquinas 2006/42/CE:** marca CE y declaración de conformidad, que garantizan la fiabilidad de la máquina y permiten su comercialización y explotación en la Unión Europea.
- **Directiva 89/392/CEE y todas sus modificaciones:** máquinas comercializadas o puestas en servicio por primera vez en la U. E.
- **Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales y su modificación a través de la ley 54/2003:** establece obligaciones generales tanto para fabricantes como para usuarios.
- **Real Decreto 1215/1997:** establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo y sus modificaciones.
- **Real Decreto 1435/1992 y su modificación 56/1995:** reglamento de seguridad en máquinas, marcado CE.
- **Ley de Industria 21/1992:** seguridad y calidad industrial.
- **Real Decreto 1644/2008:** Normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- **Real Decreto 444/1994:** aparatos que pueden crear perturbaciones electromagnéticas.
- **Real Decreto 2486/1994:** recipientes a presión simples.
- **ISO 3320:** cilindros hidráulicos (debe cumplir el fabricante de cilindros hidráulicos).
- **ISO 9001/2008:** sistema de gestión de la calidad.
- **ISO:** para tornillería en general.

11. Presupuesto

Para hacer el presupuesto hemos consultado al ingeniero de “J.Bonals” los costes aproximados de ingeniería que se aplican y los criterios que ayudan a definir el coste exacto de la máquina. También se ha hablado con personal que trabaja en el fresado y en el torno para consultar los costes del mecanizado que tienen las piezas y las horas invertidas en el trabajo.

11.1. Costes de ingeniería

Según el ingeniero de “J.Bonals” los costes de ingeniería se obtienen a partir de las horas invertidas cada plano hecho para la máquina. Cada hora de elaboración del plano, sin margen comercial, sale a 20 – 25 €/hora.

A partir de la experiencia del ingeniero de Bonals y de la experiencia obtenida en la realización del presente proyecto las horas invertidas en cada plano son las siguientes, dependiendo de los elaborados que son los planos:

- DIN A4: 3 – 4 horas.
- DIN A3: 5 – 6 horas.
- DIN A2: 7 – 8 horas.

DIN	Cantidad (ud.)	Horas (h)	Coste (€)
A4	18	72	1800
A3	10	60	1500
A2	1	8	200
Total			3500

Figura 11.1. Costes de elaboración de planos (Fuente: propia)

A parte, existen las horas invertidas en el diseño de los componentes de la máquina que se van sumando y tienen coste de elaboración del plano 20 – 25 €/hora (sin margen comercial).

Diseño	Horas (h)	Coste (€)
Estructura	80	2000
Rodillos	80	2000
Chasis	60	1500
Hidráulica	35	875
Alimentación	15	375
Motor - Reductor	50	1250
Acoplamientos	30	750
Protección	20	500
Cuadro eléctrico	130	3250
Esquemas eléctricos	40	1000
Programación	60	1500
Pruebas	30	750
Total		15750

Figura 11.2. Costes de diseño (Fuente: propia)

Algunos de los aspectos no aparecen en el proyecto porque no es el objetivo del trabajo como por ejemplo los esquemas eléctricos, cuadro eléctrico, programación, etc.

11.2. Mecanizado

Se han realizado consultas a personas que tienen experiencia en trabajos con la fresadora y el torno para saber los costes de mano de obra y las horas invertidas que derivan de la fabricación de las piezas de la briquetadora. También se han consultado a mecánicos que realizan el mantenimiento en la empresa “EMSA” y otro personal que está relacionado con el tema.

El coste de la mano de obra, sin el precio del material, supone entre 25 – 40 €/hora. Tomaremos un valor promedio de 32,50 €/h. La tabla siguiente muestra las piezas de diseño con las horas invertidas y el coste total:

Pieza	Horas (h)	Cantidad (ud.)	Coste (€)
Vigas horizontales	12,5	4	1625
Viga vertical	8	2	520
Viga vertical con pistones	16	2	1040
Viga trasnversal superior	3	2	195
Viga trasnversal inferior	3,5	2	227,5
Vigas centrales	3	2	195
Boca alimentación	12	1	390
Soporte cáncamo	3	4	390
Cubo pistón	6	4	780
Protección rodillos	8	2	520
Protección acoplamiento	12	1	390
Protección limitador	3	1	97,5
Anillo dist. Montaje	2	2	130
Anillo dist. Fijación	2,5	2	162,5
Segmento de fijación	3	10	975
Segmento del molde	80	10	26000
Cola de milano	2	10	650
Eje del rodillo	40	2	2600
Alojamiento	45	4	5850
Tapa desmontaje	12	2	780
Tapa fijación	8	2	520
Chasis	50	1	1625
Total			45662,5

Figura 11.3. Costes de mecanizado (Fuente: propia)

Las vigas horizontales se forman de varias operaciones: mecanizado de la base 4 h, mecanizado de la placa plana 5 h, mecanizado del elemento de fijación 2 h y 1,5 h para soldadura total de la pieza. La viga central se forma por las fases: 1 h para corte, 0,5 h fresado, 0,5 h taladro y 1 hora de soldadura.

11.3. Elementos comerciales

Aquí se especifican los precios (redondeados) de todos aquellos elementos que se pueden hallar en el mercado. Algunos precios de elementos muy especiales (por ejemplo acoplamientos dentados para elevadas potencias, reductor para elevadas potencias, etc.) han sido facilitados por personal que está familiarizado con el tema (mecánicos que realizan el mantenimiento de la briquetadora) y el ingeniero de “Bonals”.

Elemento	Coste unitario (€)	Cantidad (ud.)	Coste (€)
Cilindros hidráulicos	4000	4	16000
Central hidráulica	5000	1	5000
Rodamientos	5500	4	22000
Reductor	21000	1	21000
Motor	10000	1	10000
Limitador par	500	1	500
Acoplamiento dentado	5500	2	11000
Vigas HEB, IPN	100	22	2200
Cuadro eléctrico	25000	1	25000
Tubo cuadrado	5	14	70
Chapa perforada	50	4	200
Otros	1500	1	1500
Total			114470

Figura 11.4. Coste de elementos comerciales (Fuente: propia)

El cuadro eléctrico recoger todo el material adicional como variadores de frecuencia, relés, etc.

En otros quedan agrupados los materiales pequeños, tornillería, cáncamos, tuberías del sistema hidráulico, etc.

En las vigas HEB y IPN se toma el valor medio como precio por unidad (m). Los tubos y las vigas tienen como unidades metros (m). La chapa perforada se calcula a partir de metros cuadrados (m²).

11.4. Materia prima

Se calcula la cantidad de material necesaria para la fabricación de las piezas teniendo en cuenta el mecanizado de éstas y se determina el precio por el total de masa.

Material	Cantidad (ud.)	Masa (kg)	Masa total (kg)	Coste unitario (€/kg)	Coste (€)
C45	1	4000	4000	0,775	3100
C60	4	450	1800	0,85	1530
34CrNiMo6	2	600	1200	2	2400
34CrMo4	4	40	160	1	160
31CrMoV9	10	15	150	2,15	322,5
316Ti	10	2	20	1,5	30
AISI 304	1	30	30	1,2	36

Total					7578,5
--------------	--	--	--	--	---------------

Figura 11.5. Coste de materia prima (Fuente: propia)

La masa del acero C45 corresponde a la masa total de todas las vigas que están fabricadas de éste tipo de acero. Las unidades corresponden al número de piezas, en caso de acero C45 se ha cogido el valor de 1 ya que la estructura caja, que une todas las vigas, es única.

11.5. Montaje

Según lo que hemos averiguado a partir de la información proporcionada por el ingeniero de Bonals y los mecánicos que conocemos el coste por una hora de montaje es de 22 €/h. Cada grupo de la briquetadora requiere su tiempo de montaje y en la tabla siguiente se puede observarlo:

Grupo	Horas (h)	Coste (€)
Módulo de compactación	150	3300
Chasis	60	1320
Transmisión	50	1100
Sistema hidráulico	40	880
Cableado	50	1100
Otros	10	220
Total		7920

Figura 11.6. Coste de montaje (Fuente: propia)

El tiempo invertido en el módulo de compactación tiene en cuenta el pintado de las piezas.

El montaje del chasis implica la unión de las vigas mediante soldadura.

La transmisión hace referencia a los acoplamientos dentados, reductor, limitador del par y motor.

Otros se refiere a instalación de elementos de protección y otros detalles pequeños.

11.6. Procesos especiales

Los segmentos del molde requieren un proceso de fabricación y tratamiento especiales. No ha sido posible encontrar información sobre los costes de mecanizado electroquímico y nitruración, pero gracias a la experiencia del ingeniero de "J.Bonals" nos ha facilitado un precio orientativo de cada pieza, incluyendo los dos procesos.

Denominación	Piezas (ud.)	Coste unitario (€)	Coste (€)
Segmento molde	10	5000	50000

Figura 11.7. Coste de procesos especiales (Fuente: propia)

El coste de 5000€/ud incluye el mecanizado electroquímico y el tratamiento térmico de nitruración.

11.7. Coste total

El coste total proviene de la suma de los costes anteriores pertenecientes a su correspondiente rama.

Ámbito	Coste (€)
Plános	3500
Diseño	15750
Mecanizado	45662,5
Elementos comerciales	114470
Materia prima	7578,5
Montaje	7920
Procesos especiales	50000
Total	244881

Figura 11.8. Coste total (Fuente: propia)

Se puede observar que la parte principal del presupuesto se lo lleva la rama de elementos normalizados, seguido del mecanizado y de procesos especiales de fabricación. Los procesos especiales resultan ser caros para unas piezas tan pequeñas debido al uso de tecnologías complejas.

12. Conclusiones

Respecto el módulo e compactación, se ha conseguido diseñar una estructura simple para facilitar el proceso de fabricación, reducir el tiempo de fabricación y los costes. Los elementos se han calculado para resistir las cargas aplicadas con el factor de seguridad deseado y en todo momento se ha intentado usar la mínima cantidad de material necesaria, aunque en varias ocasiones era obligatorio sobredimensionar las piezas por criterios geométricos para hacer posible su interacción con otros elementos. Hemos conseguido crear una estructura (caja) desmontable, tal y como era planeado, para facilitar el desmontaje de los rodillos de compactación y su extracción, y reducir los costes de mantenimiento.

Por lo que hace referencia a los rodillos de compactación, se ha conseguido diseñarlos de modo que su mantenimiento sea lo más simple posible, sin uso de herramientas especiales ni de procesos complejos. Por otro lado, esto provoca un aumento en el tiempo invertido en el mantenimiento, pero pensando a largo plazo es mejor invertir algo más de tiempo al principio del desmontaje que perder mucho más tiempo en un futuro. Los rodillos se pueden extraer sin necesidad de desmontar la máquina entera cosa que reduce mucho el tiempo invertido. La configuración segmentada del molde permite realizar desmontajes y sustituciones de segmentos separados de un modo seguro y fácil, sin necesidad de desmontar el molde entero para arreglar unas cuantas células dañadas. Al estar trabajando constantemente con productos en polvo se ha pensado en sellar las zonas que son de especial atención (por ejemplo rodamientos) para evitar penetraciones de partículas sólidas que pueden dañar los elementos de la máquina. Los segmentos del molde están sometidos a grandes esfuerzos y se han escogido materiales aptos para resistir las cargas aplicadas y que sean compatibles con los procesos de fabricación establecidos.

Otro de los objetivos era diseñar una máquina universal que sea capaz de trabajar con distintos productos en polvo, que tenga un amplio intervalo de fuerzas de compactación y que se adapte a las necesidades del cliente. Por ese motivo hemos escogido el valor medio de fuerzas de compresión para los materiales en polvo, aunque hay mucho productos que trabajan por debajo del valor escogido la intención es eliminar la necesidad de adquirir una briquetadora para un sector muy reducido de materiales con los que la máquina pueda trabajar. La fuerza de compactación, igual que la velocidad de giro son regulables y se modifican adaptándose al productor que hay que compactar. La boca de alimentación está preparada para acoplarle una tolva de alimentación o un husillo de alimentación, según los deseos del cliente. De ese modo, la máquina resulta más flexible y se adapta mejor a las necesidades del cliente.

En todo momento se ha intentado usar el mayor número de elementos normalizado y reducir las piezas de diseño propio ya que fabricar una pieza particular siempre es más caro. Cuando no era posible el uso de piezas comerciales se hacía un diseño propio pero procurando simplificar al máximo el proceso de obtención de dicha pieza para no elevar demasiado los costes de producción.

En conclusión, la briquetadora obtenida resulta ser de fácil mantenimiento, con piezas fácilmente sustituibles. A pesar de que el tiempo de desmontaje y mantenimiento aumenta, éste se ve compensado por la facilidad de transporte de segmentos más pequeños y por evitar desmontar la máquina, con lo cual los costes de mantenimiento se reducen considerablemente. Sin embargo, el uso de elementos normalizados (comerciales) para transmitir elevadas

potencias y soportar grandes cargas hace que el precio se dispare. Pero el objetivo esencial del proyecto era conseguir la máxima fiabilidad, seguridad y sencillez.

13. Referencias bibliográficas y de soporte

- Documentación de asignatura de “Teoría y diseño de máquinas y mecanismos II (TDMMIIM)”.
- Documentación de asignatura de “Ingeniería de procesos de fabricación (EPFM)”.
- Documentación de asignatura de “Elementos de transmisión (ETRAM)”.
- Documentación de asignatura de “Ingeniería de superficies (ESU)”.
- Documentación de asignatura de “Prevención de riesgos laborales (PRL)”.
- Documentación de asignatura de “Elasticidad y resistencia de materiales II (ERMIIM)”.
- Documentación de asignatura de “Elementos de máquinas (EMQM)”.
- “Oleohidráulica”; Antonio Serrano Nicolás, 1ª Edición, España, Editorial Mc Graw Hill 2002.
- “Diseño en ingeniería mecánica”; Shigley, Joseph Edward, McGraw-Hill, 2002.
- “Diseño de máquinas”; Norton, Robert L., Prentice – Hall, 1999.
- “Rodamientos FAG”: www.fag.de.
- “Rodamientos SKF”, sellos radiales: www.skf.com.
- “Diseño de uniones”; Insituto Técnico de la Estructura en Acero (ITEA).
- Patentes de briquetadoras: www.findpatent.ru.
- Briquetadoras Köppern: www.koeppern-international.com.
- Briquetaje del carbono: www.intech-gmbh.ru.
- Normativas GOST (Rusia): <http://skmash.ru>.
- Briquetadora Bonals: www.jbonals.es.
- Rodamientos: www.bergab.ru.
- Productos de construcción en estado de polvo: www.stroymehanika.ru.
- “Selección de materiales en el diseño de máquinas”; Carles Riba Romeva, Edición UPC, 2008.
- Motores eléctricos: <http://new.abb.com>.
- Cálculo de cáncamo: www.rud-rud.com.
- “Elementos de máquinas”; Karimov Ildar: www.detalmach.ru.
- Acoplamientos dentados JAURE: www.regalpts.com.
- Enciclopedia de diseño de máquinas: <http://mash-xxl.info>.
- “Electromecanizado: electroerosión y mecanizado químico”; Pere Molera Solà, MARCOMBO, 1989.

14. Anexo

En este apartado aparecen los cálculos justificados de la elección de las soluciones adoptadas, cálculo de comprobaciones y de dimensionado, hoja de características de los materiales y los elementos normalizados.

14.1. Cálculo justificado

14.1.1. Factor de seguridad

Vamos a determinar el valor del factor de seguridad mediante la ecuación ... del método de Pugsley, pero antes, consultamos las tablas ... y ... para establecer los valores de n_{xx} y n_{yy} .

Suponiendo que:

- La calidad de los materiales es buena (característica A).
- Tenemos buen control sobre las cargas aplicadas (característica B).
- La exactitud del análisis del esfuerzo es regular (característica C).
- El peligro para el personal no es serio ya que los operarios no entran en contacto directo con la máquina cuando ésta está en funcionamiento, hay elementos de protección en puntos correspondientes de la máquina y en caso de accidente no existe peligro de explosiones ni de incendios (característica D).
- El impacto económico, en caso de accidente, es serio ya que la máquina contiene elementos que son de fabricación específica y muy elaborada (característica E).

Obtenemos los siguientes valores:

$$\left. \begin{array}{l} A \rightarrow \text{bien} \\ B \rightarrow \text{bien} \\ C \rightarrow \text{regular} \end{array} \right\} n_{xx} = 1,95 \qquad \left. \begin{array}{l} D \rightarrow \text{no serio} \\ E \rightarrow \text{serio} \end{array} \right\} n_{yy} = 1,00$$

Sustituyendo los valores en la ecuación ... tenemos la siguiente expresión:

$$FS = 1,95 \cdot 1,00 = 1,95$$

Redondeamos y obtenemos el factor de seguridad definitivo que usaremos en todos nuestros cálculos de las piezas que estén solicitadas, excepto si se indica lo contrario.

$$FS = 2$$

14.1.2. Momento torsor

14.1.2.1. Hipótesis I

Empezamos calculando las distintas fuerza de fricción que tienen lugar en el rodillo. Lo hacemos por separado para tenerlo más claro.

Consultando la tabla ... del fabricante de rodamientos de rodillos a rótula encontramos que su coeficiente de fricción es de $\mu = 0,0018$.

Fuerza de rozamiento debida al peso del rodillo junto con el peso del producto según la expresión ...:

$$Ff_{rod1} = 14,4 \cdot 0,0018 = 26 \text{ N} = 0,026 \text{ kN}$$

Fuerza de fricción debida a la compactación del producto según la fórmula ...:

$$Ff_{rod2} = 2400 \cdot 0,0018 = 4320 \text{ N} = 4,320 \text{ kN}$$

Para calcular la fuerza de fricción generada en los rodillos a causa de la fuerza de compactación necesitamos, primeramente, determinar el coeficiente de fricción que existe entre el producto en polvo y los rodillos. Consultando la tabla ... cogemos el valor más elevado de todos (carbón con $\mu_{prod} = 1,00$). También, podemos tomar como hipótesis el hecho de que el producto usado en la empresa mencionada se asemeja mucho al polvo de talco o tiza, que tiene un ángulo de rozamiento interno de 45° , lo cual equivale a un coeficiente de rozamiento interno de $f = 1,00$.

Si aplicamos las definiciones ... y ... obtenemos el coeficiente de fricción para tiza:

$$f = \tan 45^\circ = 1$$

$$\mu_{prod} = 0,75 \cdot 1 = 0,75$$

Ahora podemos aplicar la expresión ... para obtener el valor de la fuerza de fricción (Ff_{tamb}) asociada al producto con el tambor:

$$Ff_{tamb} = 2400 \cdot 10^3 \cdot 0,75 = 1800 \cdot 10^3 \text{ N} = 1800 \text{ kN}$$

Calculamos el momento torsor que se produce en el tambor con la fórmula ...:

$$M_t = (0,026 + 4,320 + 1800) \cdot \frac{0,5}{2} = 451,086 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Si hacemos el mismo cálculo para el coeficiente de fricción del carbón en polvo el momento flector resultante sería:

$$M_t = 601,086 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

El momento torsor, en los dos casos, resulta exageradamente grande. Esto se ha comprobado más adelante a la hora de buscar elementos normalizados y se ha visto que no es posible la instalación de dichos elementos porque son excesivamente grandes. También se ha la comparación con otras máquinas del mercado, incluido la máquina de referencia, y se ha llegado a la conclusión de que el momento torsor calculado según la hipótesis establecida al principio es muy grande y surrealista. Para resolver el problema se ha hecho la hipótesis II.

14.1.2.2. Hipótesis II

14.1.2.2.1 Máquina de estudio

Sabemos que dicha máquina está dotada de un motor de cuatro (4) polos con una potencia nominal de $P_N = 30 \text{ kW}$. Sabemos que el motor de cuatro (4) polos tiene una velocidad nominal de giro de $n_1 = 1500 \text{ rpm}$. La velocidad de giro de los rodillos es de $n_2 = 15 \text{ rpm}$. La magnitud de

la fuerza de compactación ha sido tomada directamente del panel de control y es $F_{\text{comp}} = 600$ kN. Realizando varias consultas averiguamos que el diámetro de los rodillos es de $d = 420$ mm.

Calculamos el par de entrada que proporciona el motor con la ecuación ...:

$$M_t^e = \frac{60 \cdot 30 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 1500} = 190,98 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Determinamos la relación de transmisión del reductor ...:

$$i = \frac{1500}{15} = 100$$

Ahora podemos calcular el par de salida generado en los rodillos y será el par necesario para compactar el producto en polvo ...:

$$M_t^s = 100 \cdot 191 = 19100 \text{ N}\cdot\text{m} = 19,1 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Podemos aproximar el momento torsor calculado a $M_{t_s} \approx 20$ kN·m.

Considerando la hipótesis anterior calculamos la fuerza que interviene en el par de salida con la expresión ...:

$$F_M = \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^3}{0,42} = 95238,09 \text{ N} = 95,24 \text{ kN}$$

Aproximamos la fuerza del momento a $F_M = 100$ kN y determinamos la relación que existe con la fuerza de compactación mediante ...:

$$j = \frac{100}{600} = \frac{1}{6} = 0,166$$

14.1.2.2 Máquina del mercado

Sabemos que dicha máquina está dotada de un motor de cuatro (4) polos con una potencia nominal de $P_N = 132$ kW. Sabemos que el motor de cuatro (4) polos tiene una velocidad nominal de giro de $n_1 = 1500$ rpm. La velocidad de giro de los rodillos es de $n_2 = 15$ rpm. La magnitud de la fuerza de compactación ha sido indicada por el fabricante y es de $F_{\text{comp}} = 22$ kN/cm. Realizando varias consultas averiguamos que el diámetro de los rodillos es de $d = 750$ mm y su anchura útil es de $l = 62$ mm.

Calculamos el par de entrada que proporciona el motor con la ecuación ...:

$$M_t^e = \frac{60 \cdot 132 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 1500} = 841 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Determinamos la relación de transmisión del reductor ...:

$$i = \frac{1500}{15} = 100$$

Ahora podemos calcular el par de salida generado en los rodillos y será el par necesario para compactar el producto en polvo ...:

$$M_t^s = 100 \cdot 841 = 84100 \text{ N}\cdot\text{m} = 84,1 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Podemos aproximar el momento torsor calculado a $M_{ts} \approx 85 \text{ kN}\cdot\text{m}$.

Considerando la hipótesis anterior calculamos la fuerza que interviene en el par de salida con la expresión ...:

$$F_M = \frac{2 \cdot 85 \cdot 10^3}{0,75} = 226666,66 \text{ N} = 226,67 \text{ kN}$$

Aproximamos la fuerza del momento a $F_M = 227 \text{ kN}$ y determinamos la relación que existe con la fuerza de compactación mediante ...:

$$j = \frac{227}{1364} = 0,166 \approx \frac{1}{6}$$

La fuerza de compactación se reparte linealmente sobre el largo del rodillo, de modo que puntualmente la fuerza de compactación es:

$$F_{comp} = F \cdot l = 22 \cdot 10^3 \cdot 62 = 1364000 \text{ N} = 1364 \text{ kN}$$

Como se puede observar, la relación que existe entre la fuerza de compactación (F_{comp}) y la fuerza del par (F_M) es la misma en los dos casos, siendo distintas las características de las dos máquinas.

14.1.2.2.3 Nuestra máquina

En conclusión, podemos aproximar el momento torsor por la expresión ... siendo la fuerza que tiene influencia en el par generado para la máquina diseñada según la expresión:

$$F_M = \frac{1}{6} \cdot 2400 \cdot 10^3 = 400 \cdot 10^3 \text{ N} = 400 \text{ kN}$$

Podemos suponer que la fuerza calculada es equivalente a la fuerza de fricción que aparece en los rodillos a causa de la fuerza de compactación:

$$F_M = F f_{tamb}$$

Con la fuerza obtenida y con las fuerzas de fricción calculados en el apartado anterior determinamos el momento torsor máximo en los tambores de compactación:

$$M_t = (0,026 + 4,320 + 400) \cdot \frac{0,5}{2} = 101,086 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

14.1.3. Eje trabajando a fatiga

14.1.3.1. Geometría del eje

Consultando los catálogos de fabricantes de rodamientos y observando los valores de ancho de los rodamientos escogemos una anchura aproximada (tirando hacia la más grande) de 200mm. Además, el rodamiento debe estar separado una distancia de 80mm desde el resalte del rodillo de

compactación. De ese modo la distancia (l) desde uno de los extremos del rodillo hasta el centro del rodamiento queda:

$$l = \frac{200}{2} + 80 = 180\text{mm} = 0,18\text{m}$$

Obtenemos un valor de 0,18m que redondeamos a 0,2m para simplificar el cálculo y coger algo de margen sobredimensionando el eje con un aumento del momento flector.

En la siguiente figura se puede observar la geometría aproximada del eje:

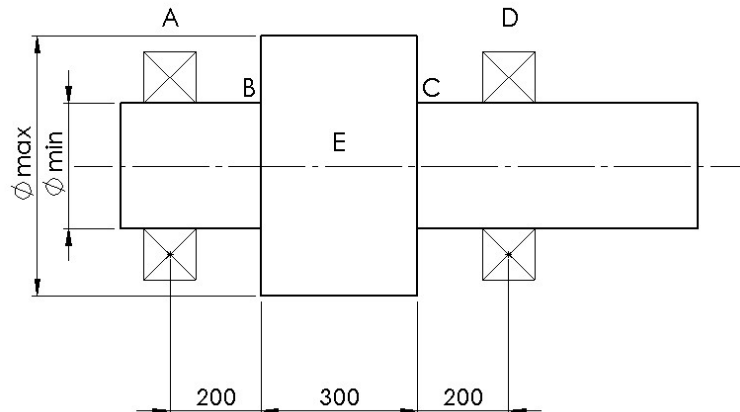


Figura 3.1. Geometría del eje (Fuente: propia)

14.1.3.2. Cargas que actúan sobre el eje

La fuerza de compresión se reparte linealmente a lo largo del rodillo y puede llegar hasta los 80kN/cm. Tenemos una largada de rodillo de 300mm (30cm), de modo, que la fuerza de compresión se traduce en una fuerza (F_{comp}) puntual actuando en el centro del rodillo de valor:

$$F_{comp} = 30 \cdot 80 = 2400 \text{ kN}$$

Para calcular la fuerza debida al peso tenemos que determinar el peso del producto y el peso del tambor.

Para determinar el peso del tambor (rodillo) vamos a considerar que es un cilindro macizo de 500mm de diámetro y 300mm de largo. La densidad del acero es de 7900kg/m³. Según la fórmula ...:

$$P_{tambor} = \pi \cdot \frac{0,5^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 7900 \cdot 9,81 = 4565 \text{ N} = 4,57 \text{ kN}$$

Para determinar el peso del producto usaremos como dato la información que nos han facilitado en la empresa "EMSA". En dicha empresa se usan sacos de una (1) tonelada que quedan montados sobre la boca de alimentación. De ese modo, la expresión ... queda:

$$P_{producto} = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} = 9,81 \text{ kN}$$

Ahora podemos proceder con el cálculo de la fuerza total debida al peso mediante la ecuación ...:

$$F_p = 4,57 + 9,81 = 14,38 \text{ kN}$$

14.1.3.3. Reacciones en los apoyos del eje y fuerzas de rozamiento

En los siguientes dibujos esquemáticos se representan las diferentes proyección del eje junto con sus cargas y correspondientes reacciones.

Proyección x – y

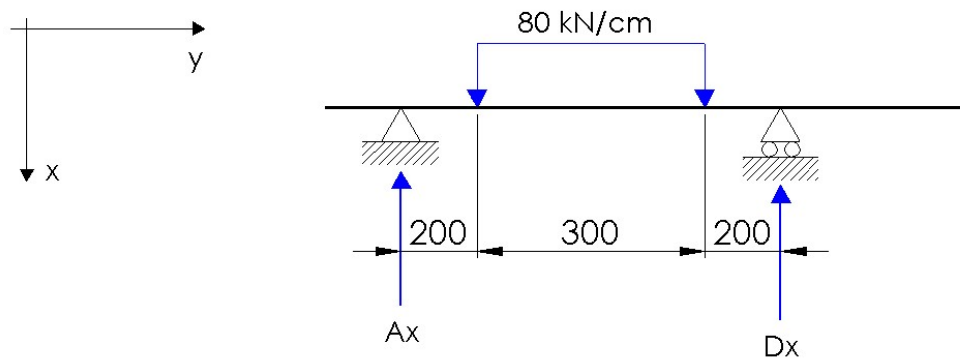


Figura 3.2. Proyección x – y del eje (Fuente: propia)

Podemos calcular las reacciones mediante la expresión ...:

$$A_x + D_x = 80 \cdot 30 = 2400 \text{ kN}$$

Por simetría, las reacciones son iguales:

$$A_x = D_x = R_x$$

De modo que:

$$A_x + D_x = 2R_x \rightarrow 2R_x = 2400 \text{ kN}$$

Aislamos R_x y obtenemos las reacciones en los apoyos (rodamientos):

$$R_x = \frac{2400}{2} = 1200 \text{ kN}$$

$$A_x = D_x = 1200 \text{ kN}$$

Proyección z – y

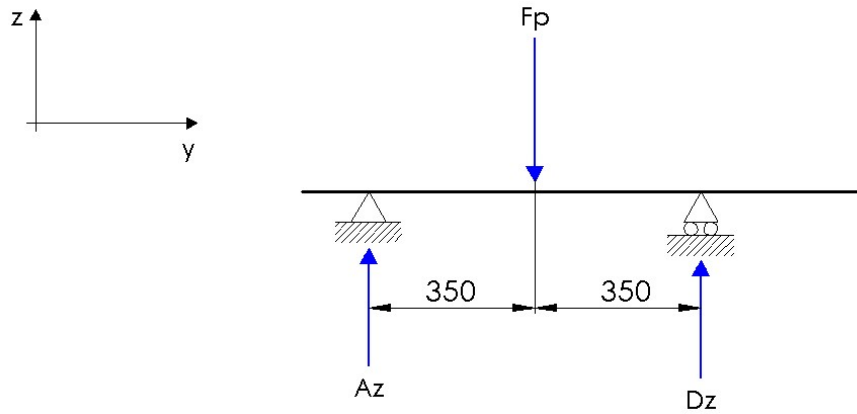


Figura 3.3. Proyección z – y del eje (Fuente: propia)

Calculamos las reacciones mediante la expresión ...:

$$A_z + D_z = 14,4 \text{ kN}$$

Por simetría, las reacciones son iguales:

$$A_z = D_z = R_z$$

De modo que:

$$A_z + D_z = 2R_z \rightarrow 2R_z = 14,4 \text{ kN}$$

Aislamos R_x y obtenemos las reacciones en los apoyos (rodamientos):

$$R_x = \frac{14,4}{2} = 7,2 \text{ kN}$$

$$A_x = D_x = 7,2 \text{ kN}$$

Proyección z – x

En el dibujo siguiente se representan las distintas fuerzas de rozamiento:

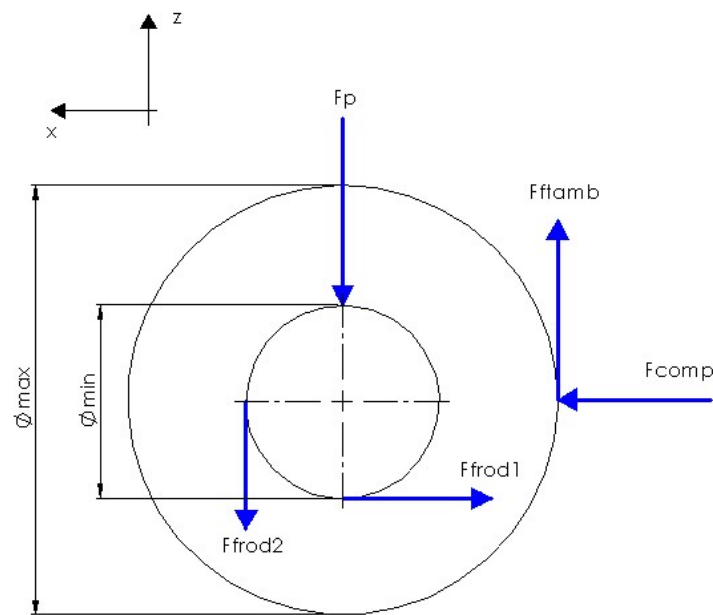


Figura 3.4. Fuerzas de fricción producidas en el eje (Fuente: propia)

Consultando las tablas ... del fabricante de rodamientos de rodillos a rótula encontramos que su coeficiente de fricción es de $\mu = 0,0018$.

Procedemos con el cálculo de las fuerzas de rozamiento que se producen en los rodamientos. Fuerza de rozamiento debida al peso del rodillo junto con el peso del producto según la expresión ...:

$$Ff_{rod1} = 14,4 \cdot 0,0018 = 0,026 \text{ kN}$$

Fuerza de fricción debida a la compactación del producto según la fórmula ...:

$$Ff_{rod2} = 2400 \cdot 0,0018 = 4,320 \text{ kN}$$

En el apartado ... se ha determinado que entre la fuerza de fricción y la fuerza de compactación existe una relación tal que:

$$\frac{Ff_{tamb}}{F_{comp}} = \frac{1}{6}$$

Asumiendo que la hipótesis del apartado ... es válida, podemos determinar la fuerza de fricción (Ff_{tamb}) que se produce entre los rodillos de compactación y el producto en polvo:

$$Ff_{tamb} = 2400 \cdot \frac{1}{6} = 400 \text{ kN}$$

14.1.3.4. Diagramas

Proyección x – y

Diagrama de esfuerzo cortante (kN):

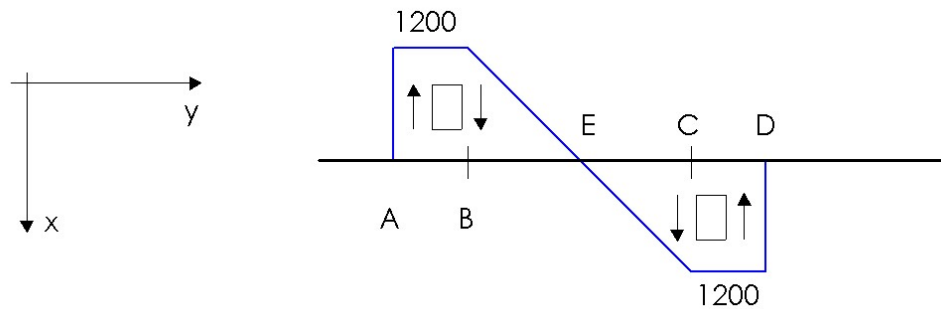


Figura 3.5. Diagrama de esfuerzo cortante (kN) en proyección x – y (Fuente: propia)

Los 1200 kN corresponden a las reacciones en los apoyos de los rodamientos provocadas por la fuerza de compactación (F_{comp}).

Diagrama de momento flector (kN·m):

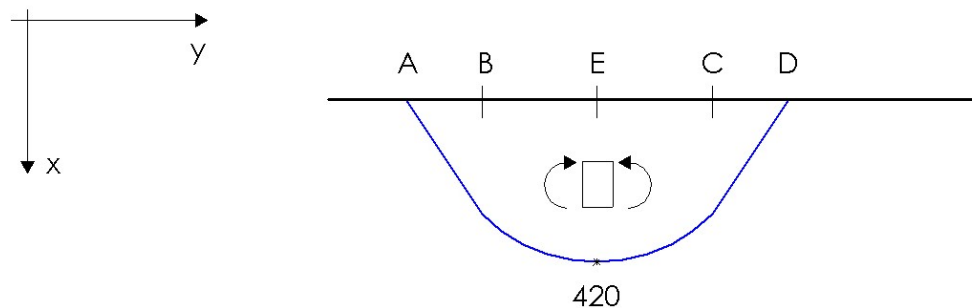


Figura 3.6. Diagrama de momento flector (kN·m) en proyección x – y (Fuente: propia)

El momento flector máximo se produce en el centro (sección E):

$$Mf_z = 1200 \cdot 0,35 = 420 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Proyección z – y

Diagrama de esfuerzo cortante (kN):

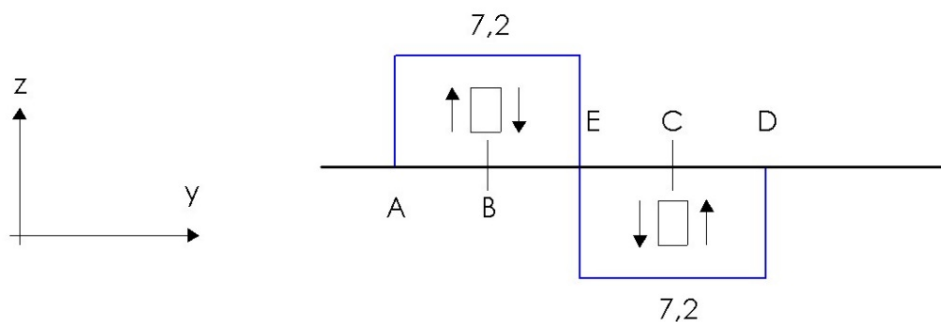


Figura 3.7. Diagrama de esfuerzo cortante (kN) en proyección z – y (Fuente: propia)

Los valores de esfuerzo cortante pertenecen a las reacciones en los rodamientos (apoyos).

Diagrama de momento flector (kN·m):

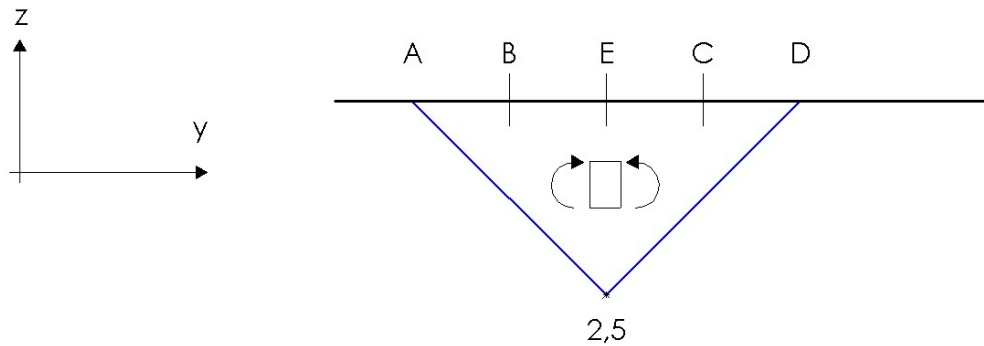


Figura 3.8. Diagrama de momento flector (kN·m) en proyección z – y (Fuente: propia)

El momento flector máximo se produce en la sección E:

$$M_{f_x}^E = 7,2 \cdot 0,35 = 2,5 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Proyección indefinida

Diagrama de momento torsor (kN·m):

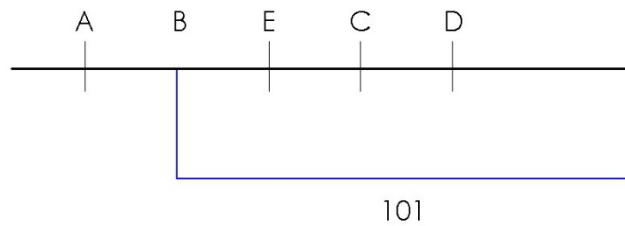


Figura 3.9. Diagrama de momento torsor (kN·m) en proyección indefinida (Fuente: propia)

No tiene importancia especificar la proyección del esquema porque el momento torsor se produce en toda la circunferencia del cilindro.

Como que desconocemos el diámetro pequeño del eje, vamos a suponer que todas las fuerzas de fricción se producen en el diámetro grande (500 mm). De ese modo, sobredimensionamos el eje y no nos quedamos cortos ya que lo calculamos con un momento torsor más elevado de lo que tenemos realmente.

La expresión ... para calcular el momento torsor nos indica que:

$$M_t = (0,026 + 4,320 + 400) \cdot 0,25 = 101,09 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

La fuerza de fricción producida por el peso ($F_{f_{rod1}}$) es despreciable frente a otras fuerzas de fricción ya que su valor es muy pequeño.

En definitiva, podemos afirmar que tenemos un valor de momento torsor de 101,1 kN·m, y además, este valor es ligeramente superior de lo que tendríamos en realidad.

14.1.3.5. Selección de sección crítica

Tenemos en total cinco (5) secciones candidatas a sección crítica. Vamos a suponer como hipótesis que el factor de entalla es el mismo en todas las secciones ($K_f = 2$) y todas las secciones son del mismo diámetro.

Sección A

- Esfuerzo cortante en $x \rightarrow 1200 \text{ kN}$
- Esfuerzo cortante en $z \rightarrow 7,2 \text{ kN}$

Sección B y C

- Esfuerzo cortante en $x \rightarrow 1200 \text{ kN}$
- Esfuerzo cortante en $z \rightarrow 7,2 \text{ kN}$
- Momento flector en $x \rightarrow \text{Bajo}$
- Momento flector en $z \rightarrow \text{Moderado}$
- Momento torsor $\rightarrow 101 \text{ kN}\cdot\text{m}$

Sección D

- Esfuerzo cortante en $x \rightarrow 1200 \text{ kN}$
- Esfuerzo cortante en $z \rightarrow 7,2 \text{ kN}$
- Momento torsor $\rightarrow 101 \text{ kN}\cdot\text{m}$

Sección E

- Momento flector en $z \rightarrow 101 \text{ kN}\cdot\text{m}$ (máximo)
- Momento flector en $x \rightarrow 2,5 \text{ kN}\cdot\text{m}$ (máximo)
- Momento torsor $\rightarrow 101 \text{ kN}\cdot\text{m}$

Las secciones A y D no tienen momento flector frente a las demás secciones, por lo tanto, las descartamos.

Las secciones B y C son iguales pero no están tan solicitadas como la sección E.

La sección E está sometida al mayor momento flector de todas las secciones y también experimenta momento torsor. Como conclusión, la sección E es la más crítica ya que tiene mayor sollicitación.

14.1.3.6. Sección crítica E

Nuestra sección crítica es la E y está sometida a la siguiente sollicitación:

- $Mf_x = 2,5 \text{ kN}\cdot\text{m} \rightarrow Mf_x = 3 \text{ kN}\cdot\text{m}$
- $Mf_z = 420 \text{ kN}\cdot\text{m}$
- $Mt_y = 101,1 \text{ kN}\cdot\text{m} \rightarrow Mt_y = 102 \text{ kN}\cdot\text{m}$

Determinamos el momento flector resultante a partir de la ecuación ...:

$$Mf_{res} = \sqrt{3^2 + 420^2} = 420,01 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Redondeamos el valor a $Mf_{res} = 421 \text{ kN}\cdot\text{m}$ para asegurarnos.

Definimos la expresión ... de la tensión máxima a flexión teniendo en cuenta que hay que pasar los valores a Newtons (N):

$$\sigma_{\max_{flex}} = \frac{32 \cdot 421 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} = \frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3}$$

Definimos la expresión ... de la tensión máxima a torsión procurando de pasar los kN a N:

$$\tau_{\max_{tors}} = \frac{16 \cdot 102 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} = \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}$$

14.1.3.7. Caracterización del ciclo de carga (CCC)

Tenemos ciclo de carga alternativo simétrico por flexión y ciclo de carga constante por torsión. En las figuras ... y ... se puede ver la representación esquemática de dichas tensiones.

- Para tensión producida por flector (fig. ...) tenemos:

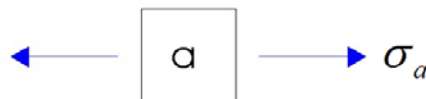
$$\sigma_{\max} = \frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3} \quad \sigma_{\min} = -\frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3}$$

- Para tensión producida por torsor (fig. ...) tenemos:

$$\tau_{\max} = \tau_{\min} = \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}$$

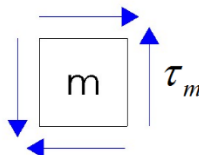
De modo que, tendremos el siguiente estado tensional de amplitudes y medias:

- Amplitudes:



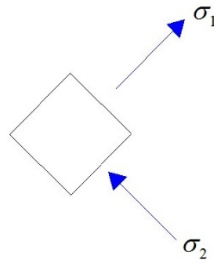
$$\sigma_a = \frac{\frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3} - \left(-\frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3} \right)}{2} = \frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3} \quad \tau_a = \frac{\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3} - \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}}{2} = 0$$

- Medias:



$$\tau_m = \frac{\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3} + \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}}{2} = \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3} \quad \sigma_m = \frac{\frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3} - \frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3}}{2} = 0$$

Aplicamos Möhr para determinar las tensiones principales:



$$\sigma_1 = \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3} \quad \sigma_2 = -\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}$$

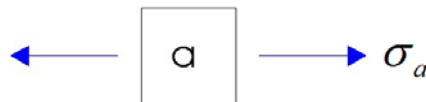
Con las dos tensiones (σ_1 y σ_2) podemos determinar la tensión media equivalente con la expresión ... de Von Mises:

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\left(\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right)^2 + \left(-\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right)^2 + \left[\left(\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right) \cdot \left(-\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right)\right]} = \frac{9 \cdot 10^5}{d^3}$$

14.1.3.8. Solicitación de la sección E

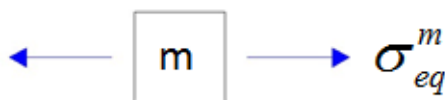
El eje queda solicitado por la tensión de amplitud (σ_a) y por la tensión media equivalente (σ_{eq}):

- Tensión de amplitud



$$\sigma_a = \frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3}$$

- Tensión equivalente media



$$\sigma_{eq}^m = \frac{9 \cdot 10^5}{d^3}$$

14.1.3.9. Resistencia de la sección E

Debemos determinar la tensión límite a fatiga, pero antes tenemos que calcular la tensión límite a fatiga teórica del eje (σ_f') según la expresión ...:

$$\sigma_f' = 0,5 \cdot 1200 = 600 \text{ MPa}$$

Ahora averiguamos los factores modificadores de la vida a fatiga:

- Factor de acabado superficial (k_a)
El eje tendrá un acabado superficial de mecanizado.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Mecanizado} \\ \sigma_R = 1200 \text{ MPa} \end{array} \right\} k_a = 0,64$$

- Factor de tamaño (k_b)

Estamos seguros de que el eje tendrá un diámetro superior a 50 mm.

$$d > 50 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0,75$$

- Factor de tipo de esfuerzo (k_c)

El esfuerzo preponderante sobre el eje es flexión, ya que la torsión es constante y no tiene tensión de amplitud. Además, con la fórmula ... podemos verificarlo.

$$\text{Flexión} \rightarrow k_c = 1,00$$

- Factor de temperatura (k_d)

$$\text{Temperatura ambiente (25°C)} \rightarrow k_d = 1,00$$

- Factor de confiabilidad estadística (k_e)

Lo dejamos en un 50%.

$$50\% \rightarrow k_e = 1,00$$

- Factor de entalla (K_f)

Supuestamente tenemos una chaveta en la sección E. De la documentación consultada hacemos una aproximación de factor de entalla por chaveta, ajuste a presión o resalte de valor $K_f = 2$.

$$\text{Chaveta} \rightarrow K_f = 2,00$$

Con los datos obtenidos podemos calcular la tensión límite a fatiga asociada al eje según la ecuación ...:

$$\sigma_f = 0,64 \cdot 0,75 \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot \frac{1}{2} \cdot 600 = 144 \text{ MPa}$$

14.1.3.10. Diseño del eje a vida infinita – sección E

Del apartado ... sabemos que el factor de seguridad es $FS = 2$.

Dibujando el diagrama de Söderberg para el cuadrante uno (Q1) con los datos de apartados anteriores de $\sigma_f = 144 \text{ MPa}$, $\sigma_F = 1000 \text{ MPa}$, σ_{eq}^m y σ_{eq}^a , tenemos el siguiente dibujo representado con los valores en MPa:

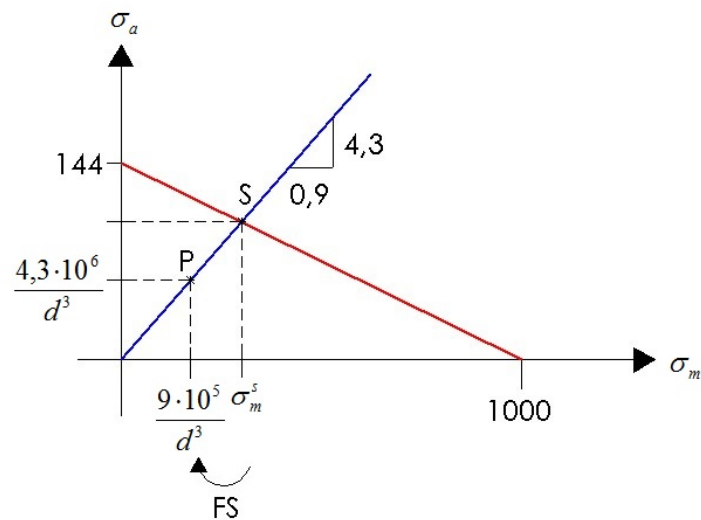


Figura 3.10. Diagrama de Söderberg para cuadrante Q1 (Fuente: propia)

Trabajaremos con los valores de medias (σ_m).

De la ecuación ... obtenemos el valor de la tensión media en el punto S (σ_m^s):

$$\sigma_m^s = \frac{144}{\frac{4,3 \cdot 10^6}{d^3} + \frac{144}{1000}} = \frac{144}{\frac{4,3}{0,9} + \frac{144}{1000}} = 29,32 \text{ MPa}$$

Con $\sigma_m^s = 29,3 \text{ MPa}$ y la definición ... del factor de seguridad (FS) calculamos la tensión equivalente media (σ_{eq}^m):

$$\sigma_{eq}^m = \frac{29,3}{2} = 14,65 \text{ MPa}$$

Como que sabemos la definición ... de σ_{eq}^m y su valor, podemos determinar el diámetro mínimo que debe tener nuestro eje en la sección E. Aislamos el diámetro (d) y nos queda la siguiente expresión:

$$d_{tamb} = \sqrt[3]{\frac{0,9 \cdot 10^6}{14,65 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{0,9}{14,65}} = 0,395 \text{ m} = 394,58 \text{ mm}$$

Consultando las dimensiones normalizadas para ejes vemos que el diámetro más cercano es el de $d_{tamb} = 400 \text{ mm}$. Este diámetro corresponde al tramo de secciones B – C.

$$d_{tamb} = 400 \text{ mm}$$

14.1.4. Diámetro del eje para los rodamientos

14.1.4.1. Sección crítica D

La sección D queda sometida a la siguiente sollicitación:

- $R_x = 1200 \text{ kN}$
- $R_z = 7,2 \text{ kN}$
- $Mt_y = 101,1 \text{ kN}\cdot\text{m} \rightarrow Mt_y = 102 \text{ kN}\cdot\text{m}$

En dicha sección no actúa momento flector ya que son puntos de apoyo y en estos puntos el momento flector es igual a cero ($Mf_x = 0$, $Mf_z = 0$).

Esfuerzo cortante

Cálculamos la reacción resultante con la expresión ...:

$$R_{res} = \sqrt{1200^2 + 7,2^2} = 1200,02 \text{ kN}$$

La reacción R_z es tan pequeña que se puede despreciar, de modo que, nos quedamos con $R_{res} = 1200 \text{ kN}$.

Determinamos la tensión generada por el esfuerzo cortante mediante la expresión ...:

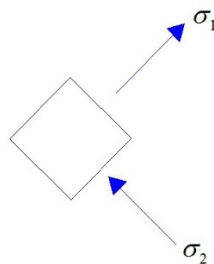
$$\gamma_{max} = \frac{1200 \cdot 10^3}{3 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{1,27 \cdot 10^5}{d^2}$$

Momento torsor

Determinamos la tensión generada por el momento torsor con la fórmula ...:

$$\tau_{tors}^{max} = \frac{16 \cdot 102 \cdot 10^3}{\pi \cdot d^3} = \frac{519,5 \cdot 10^3}{d^3} = \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}$$

Aplicamos Mohr para determinar las tensiones principales:



$$\sigma_1 = \frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3} \quad \sigma_2 = -\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}$$

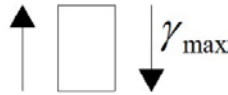
Con las dos tensiones (σ_1 y σ_2) podemos determinar la tensión media equivalente con la expresión ... de Von Mises:

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\left(\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right)^2 + \left(\frac{-5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right)^2 + \left[\left(\frac{5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right) \cdot \left(\frac{-5,2 \cdot 10^5}{d^3}\right)\right]} = \frac{9 \cdot 10^5}{d^3}$$

14.1.4.2. Solicitación de la sección D

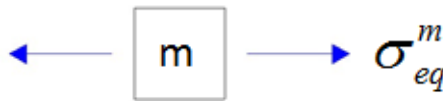
El eje queda solicitado a tensión media equivalente (σ_{eq}^m) generada por el momento torsor y a tensión producida por el esfuerzo cortante (γ_{max}):

- Tensión de esfuerzo cortante



$$\gamma_{max} = \frac{1,3 \cdot 10^5}{d^2}$$

- Tensión equivalente media



$$\sigma_{eq}^m = \frac{9 \cdot 10^5}{d^3}$$

14.1.4.3. Resistencia de la sección D

El acero usado en la fabricación del eje sigue siendo el mismo con las siguientes características mecánicas:

$$\sigma_R = 1200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 1000 \text{ MPa}$$

Debemos determinar la tensión límite a fatiga, pero antes tenemos que calcular la tensión límite a fatiga teórica del eje (σ_f') según la expresión ...:

$$\sigma_f' = 0,5 \cdot 1200 = 600 \text{ MPa}$$

Ahora averiguamos los factores modificadores de la vida a fatiga:

- Factor de acabado superficial (k_a)

El eje tendrá un acabado superficial de mecanizado.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Mecanizado} \\ \sigma_R = 1200 \text{ MPa} \end{array} \right\} k_a = 0,64$$

- Factor de tamaño (k_b)

Estamos seguros de que el eje tendrá un diámetro superior a 50 mm.

$$d > 50 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0,75$$

- Factor de tipo de esfuerzo (k_c)

Como que no tenemos cargas variables sobre dicha sección del eje vamos a considerar que el factor tiene valor de uno (1) como si fuera la flexión el esfuerzo preponderante.

$$\text{Flexión} \rightarrow k_c = 1,00$$

- Factor de temperatura (k_d)
Temperatura ambiente (25° C) $\rightarrow k_d = 1,00$
- Factor de confiabilidad estadística (k_e)
Lo dejamos en un 50%.
50% $\rightarrow k_e = 1,00$
- Factor de entalla (K_f)
Los rodamientos se instalan a contracción en dicha sección. De la documentación consultada hacemos una aproximación de factor de entalla por chaveta, ajuste a presión o resalte de valor $K_f = 2$.
Ajuste a presión $\rightarrow K_f = 2,00$

Con los datos obtenidos podemos calcular la tensión límite a fatiga asociada al eje según la ecuación ...:

$$\sigma_f = 0,64 \cdot 0,75 \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot \frac{1}{2} \cdot 600 = 144 \text{ MPa}$$

14.1.4.4. Diseño del eje – sección A y D

Las dos secciones van a ser del mismo diámetro aunque la sección A esté menos solicitada que la sección D.

Se calculará el diámetro para diferentes solicitaciones: esfuerzo cortante y momento torsor.

Esfuerzo cortante

Con la tensión límite a fatiga (σ_f) y la definición ... podemos calcular el diámetro mínimo que debe tener el eje en la parte de los rodamientos (d_{rod}):

$$d_{rod} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1200 \cdot 10^3}{3 \cdot \pi \cdot 144 \cdot 10^6}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,2}{3 \cdot \pi \cdot 144}} = 0,042 \text{ m} = 42,05 \text{ mm}$$

Momento torsor

Usando los datos del momento torsor y la expresión ... determinamos el diámetro (d_{rod}) necesario para resistir el momento torsor:

$$2 = \frac{144 \cdot 10^6}{\frac{9 \cdot 10^5}{d^3}} \rightarrow d_{rod} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 9 \cdot 10^5}{144 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,9}{144}} = 0,232 \text{ m} = 232,08 \text{ mm}$$

Escogemos el valor más grande de los dos y consultamos el diámetro normalizado más próximo. En definitiva, debemos tener en las secciones A y D un diámetro de $d_{rod} = 240 \text{ mm}$.

$$d_{rod} = 240 \text{ mm}$$

14.1.5. Radio de resalte entre los diámetros del eje

Consultando el diagrama gráfico de la figura ... encontramos el factor de sensibilidad a la entalla (q):

$$\left. \begin{array}{l} \sigma_R = 1200 \text{ MPa} \\ r \geq 5 \text{ mm} \end{array} \right\} q = 0,95$$

Aislado el factor de concentración de tensiones (K_t) en la ecuación ...:

$$K_t = \frac{2-1}{0,95} + 1 = 2,05$$

Árbol escalonado sometido a flexión

Consultando el diagrama de la figura ... encontramos el valor de r/d :

$$\left. \begin{array}{l} D/d = \frac{400}{240} = 1,67 \approx 2,00 \\ K_t = 2,05 \approx 2,1 \end{array} \right\} r/d = 0,055$$

Aislado el radio de la expresión:

$$r = 0,055 \cdot 240 = 13,2 \text{ mm}$$

Árbol escalonado sometido a torsión

Consultando el diagrama de la figura ... encontramos el valor de r/d :

$$\left. \begin{array}{l} D/d = \frac{400}{240} = 1,67 \approx 2,00 \\ K_t = 2,05 \approx 2,1 \end{array} \right\} r/d = 0,025$$

Aislado el radio de la expresión:

$$r = 0,025 \cdot 240 = 6 \text{ mm}$$

Nos quedamos con el mayor radio de los dos y redondeando obtenemos un radio de resalte de $r = 14 \text{ mm}$.

14.1.6. Bulón/pasador

14.1.6.1. Bulón/pasador sometido a cortante

Calculamos la fuerza (R) que se aplica a cada pasador con la expresión ...:

$$R = \frac{2400}{4} = 600 \text{ kN}$$

Calculamos las reacciones (T):

$$T = \frac{600}{2} = 300 \text{ kN}$$

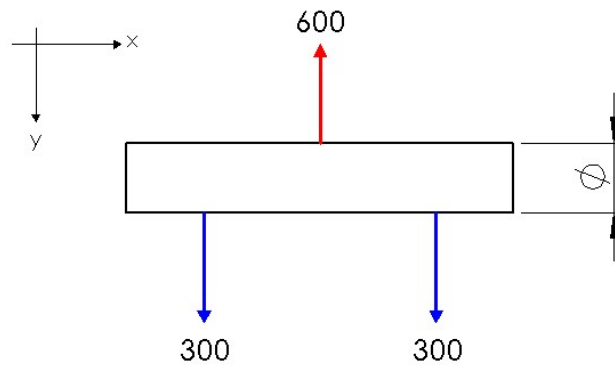


Figura 3.11. Reacciones en la unión mediante pasador en el plano x – y en kN (Fuente: propia)

Calculamos la fuerza de resistencia a cortante (F_R) de un bulón con la fórmula ..., pero antes definimos el área de la circunferencia del pasador con el diámetro (d) como incógnita:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Consideramos una tensión límite a rotura del acero del pasador de $\sigma_R = 900$ MPa y un factor de seguridad para el cálculo de la resistencia del bulón de $FS_b = 1,25$ según la normativa

Sustituyendo los valores en la expresión ... queda:

$$d_{pas} = \sqrt{\frac{4 \cdot 600 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{0,6 \cdot \pi \cdot 900 \cdot 10^6}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,6 \cdot 1,25}{0,6 \cdot \pi \cdot 900}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25}{\pi \cdot 900}} = 0,042 \text{ m} = 42,05 \text{ mm}$$

Consultamos el diámetro normalizado más cercano a nuestro resultado y superior:

$$d_{pas} = 45 \text{ mm}$$

Verificación del diámetro de $d = 45$ mm con la expresión ...:

$$F_R = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot \frac{0,045^2}{4} \cdot 900 \cdot 10^6}{1,25} = 687066,31 \text{ N} = 687,1 \text{ kN}$$

Se tiene que cumplir la definición ...:

$$687,1 \text{ kN} > 600 \text{ kN} \Rightarrow OK!$$

14.1.6.2. Pieza que enlaza el bulón/pasador

Las propiedades mecánicas del acero C45 son conocidas (datos extraídos de SolidWorks):

$$\sigma_R = 750 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 580 \text{ MPa}$$

Calculamos el espesor mínimo necesario y el orientativo según la expresión ...:

$$t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1,05 \cdot 600 \cdot 10^3}{580 \cdot 10^6}} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{1,05 \cdot 0,6}{580}} = 0,023 \text{ m} = 23,07 \text{ mm}$$

El espesor de la pieza debe ser mayor a 23 mm. Tomaremos como espesor $t = 25 \text{ mm}$, pero este espesor no es el definitivo y únicamente sirve de orientación para el diseño de las piezas.

Calculamos la distancia (a) al borde perpendicular según la expresión ...:

$$a \geq \frac{1,05 \cdot 600 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,025 \cdot 580 \cdot 10^6} + \frac{2 \cdot 0,045}{3} = 0,0517 \text{ m} = 51,72 \text{ mm}$$

Calculamos la distancia (c) al borde paralelo según la expresión ...:

$$c \geq \frac{1,05 \cdot 600 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,025 \cdot 580 \cdot 10^6} + \frac{0,045}{3} = 0,0367 \text{ m} = 36,72 \text{ mm}$$

Aproximamos los resultados obtenidos a unos valores que nos sean más cómodos de manejar:

$$a \geq 51,72 \text{ mm} \Rightarrow a = 55 \text{ mm}$$

$$c \geq 36,72 \text{ mm} \Rightarrow c = 40 \text{ mm}$$

Estas distancias son, tan sólo, unos valores orientativos para empezar el diseño de las piezas, pero, como se verá más adelante, cambiarán (consultar apartado “verificación”).

14.1.7. Resistencia de materiales

14.1.7.1. Viga horizontal

Calculamos la fuerza de tracción a la que se somete la viga mediante la expresión ...:

$$F_t = \frac{2400}{4} = 600 \text{ kN}$$

La viga es de sección rectangular con las dimensiones en milímetros especificadas en la imagen:

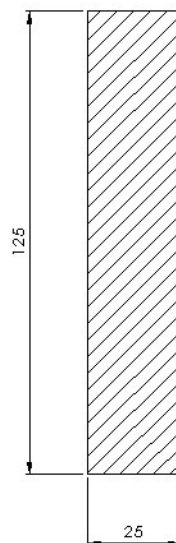


Figura 3.12. Sección rectangular de viga horizontal con dimensiones en mm (Fuente: propia)

La altura (a) se obtiene en el apartado ... de verificaciones geométricas.

Calculamos la tensión producida por la fuerza de tracción con la ecuación ...:

$$\sigma_t = \frac{600 \cdot 10^3}{0,125 \cdot 0,025} = 192 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 192 \text{ MPa}$$

Comprobamos que el factor de seguridad sea el deseado con la fórmula ...:

$$FS = \frac{580}{192} = 3,02 \Rightarrow OK!$$

La tensión que se produce en la viga es inferior a la tensión de rotura de la viga y con bastante diferencia. En definitiva, tenemos una viga sobredimensionada pero esa sobredimensión es debida a los criterios geométricos de diseño de la pieza (en particular al diseño de la pieza que enlaza el pasador).

14.1.7.2. Viga vertical

14.1.7.3. Viga vertical sin taladros para vástagos

14.1.7.3.1 Opción I

Al principio, la idea era hacer como una especie de “viga doble”. Consistía en dos vigas iguales paralelas y separadas una cierta distancia para permitir la unión mediante pasador con la viga horizontal. Así que, realmente cada viga vertical estaba formada por dos vigas independientes como muestra la imagen:

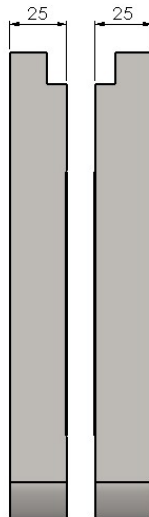


Figura 3.13. Doble viga vertical (Fuente: propia)

De este modo, la fuerza de compactación proveniente de cada rodillo se repartía entre cuatro (4) vigas en vez de dos (2), de modo que en total tenemos ocho (8) puntos de resistencia a la fuerza de compactación (F_{comp}). Con lo cual, la carga aplicada sobre cada viga por separado viene dada por ...:

$$R = \frac{2400}{8} = 300 \text{ kN}$$

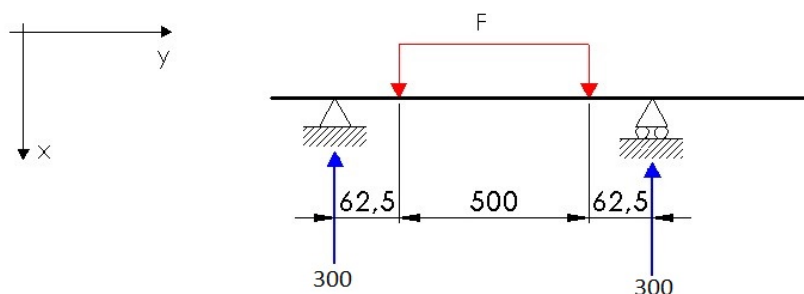


Figura 3.14. Reacciones de la viga en kN (Fuente: propia)

El momento flector máximo ($M_{f_{\max}}$) se determina con ...:

$$M_f^{\max} = 300 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,625}{2} = 93750 \text{ N}\cdot\text{m} = 93,75 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

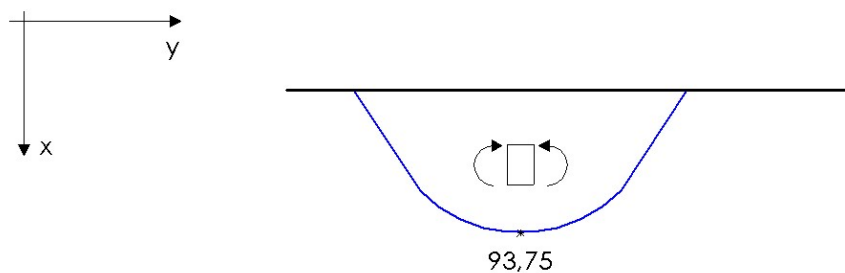


Figura 3.15. Momento flector (kN·m) (Fuente: propia)

Para calcular la tensión generada por el momento flector necesitamos definir el momento de inercia y la fibra neutra.

Las dimensiones en milímetros de la sección rectangular de la viga se puede ver en la siguiente imagen:

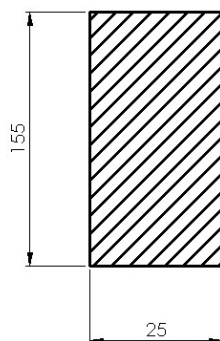


Figura 3.16. Dimensiones de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

La fibra neutra para dicha sección queda definida mediante la expresión ...:

$$y = \frac{0,155}{2} = 0,0775 \text{ m}$$

Dejaremos la expresión tal y como está para introducirlas en las ecuaciones posteriores.

El momento de inercia viene dado por la expresión ...:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,025 \cdot 0,155^3 = 7,76 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

Calculamos la tensión a la que está sometida la viga con la ecuación ...:

$$\sigma_{\max} = \frac{93750}{7,76 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{0,155}{2} = 936,52 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 936,52 \text{ MPa}$$

Podemos ver que la tensión que se produce en la viga es superior a la tensión del límite elástico e incluso es superior a la tensión de rotura.

$$\sigma_{\max} > \sigma_R \rightarrow 937 \text{ MPa} > 750 \text{ MPa} \Rightarrow KO!$$

La viga no resiste y falla incluso sin el factor de seguridad impuesto.

Como alternativas podemos hacer lo siguiente:

- Aumentar el espesor (t) de la viga $t > 50 \text{ mm}$.
- En vez de “viga doble” fabricar una viga única ($b = 250 \text{ mm}$).

Vamos a averiguar el espesor (t) mínimo necesario para que nuestra viga aguante.

A partir de la ecuación ... aislamos la base (b que es el equivalente de espesor):

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_F}{\frac{M_f^{\max} \cdot \frac{a}{2}}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3}} = \frac{\sigma_F \cdot \frac{1}{12} \cdot b \cdot a^3}{M_f^{\max} \cdot \frac{a}{2}} = \frac{\sigma_F \cdot b \cdot a^2}{M_f^{\max} \cdot 6} \rightarrow b = \frac{6 \cdot FS \cdot M_f^{\max}}{\sigma_F \cdot a^2}$$

Sustituyendo los valores queda:

$$b = \frac{6 \cdot 2 \cdot 93750}{580 \cdot 10^6 \cdot 0,155^2} = 0,0807 \text{ m} = 80,73 \text{ mm}$$

Para que la viga sea capaz de resistir la carga aplicada (σ_{\max}) con un factor de seguridad igual a dos ($FS = 2$) debe de tener una base superior a 81 milímetros ($b \geq 81 \text{ mm}$).

14.1.7.3.2 Opción II

Después de probar diferentes opciones de geometría para nuestras vigas que van unidas mediante pasador se ha tomado la decisión de establecer una base de 100 milímetros ($b = 100 \text{ mm}$) para las vigas verticales y de 50 milímetros ($b = 50 \text{ mm}$) para las vigas horizontales, y reducir la altura de todas las vigas a 130 milímetros ($a = 130 \text{ mm}$).

De modo que se ha obtenido la siguiente geometría de la sección rectangular:

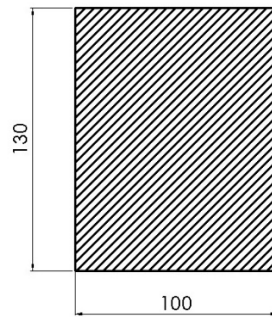


Figura 3.17. Dimensiones de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

El momento flector sigue siendo el mismo que en el apartado anterior ($M_{f_{\max}} = 93750 \text{ N}\cdot\text{m}$), lo que cambia es el momento de inercia (I_x) y la distancia a la fibra neutra (y).

El momento de inercia se calcula con la expresión ...:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,1 \cdot 0,13^3 = 1,83 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

La distancia a la fibra neutra se determina con ...:

$$y = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ m}$$

Calculamos la tensión máxima a la que queda sometida la viga con la configuración geométrica actual mediante ...:

$$\sigma_{\max} = \frac{93750}{1,83 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0,13}{2} = 332,99 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 333 \text{ MPa}$$

Comprobando el factor de seguridad (FS) con ... tenemos:

$$FS = \frac{580}{333} = 1,74 \Rightarrow KO !$$

Con la geometría propuesta el factor de seguridad obtenido es inferior a 2 ($FS < 2$), cosa que no podemos aceptar ya que no se cumple el criterio fijado.

14.1.7.3.3 Opción III

La misma situación que en la opción III pero con diferente sección.

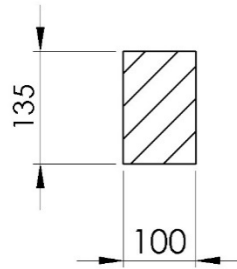


Figura 3.18. Dimensiones de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

El momento flector sigue sin variar.

La fibra neutra será diferente:

$$y = \frac{0,135}{2} = 0,0675 \text{ m}$$

El momento de inercia también varia:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,1 \cdot 0,135^3 = 2,05 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

Con esto podemos calcular la tensión máxima:

$$\sigma_{\max} = \frac{90750}{2,05 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0,135}{2} = 298,77 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 298,8 \text{ MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad que tenemos que la geometría existente:

$$FS = \frac{580}{299} = 1,93 \Rightarrow KO !$$

Aunque, el factor de seguridad es muy cercano a dos (2) no podemos tomar esta opción por válida ya que necesitamos un valor de como mínimo 2 ($FS \geq 2$).

Probamos de averiguar la altura (a) mínima necesaria. Lo que haremos será aislar la altura (a) de la ecuación ... imponiendo la base (b). La ecuación tiene que quedar de la siguiente manera:

$$a = \sqrt{\frac{6 \cdot FS \cdot M_f^{\max}}{b \cdot \sigma_F}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2 \cdot 90750}{0,1 \cdot 580 \cdot 10^6}} = 0,1370 \text{ m} = 137,03 \text{ mm}$$

Para que la viga pueda resistir la carga aplicada con una sección rectangular de base $b = 100 \text{ mm}$ su altura debe ser de $a > 137 \text{ mm}$.

14.1.7.3.4 Opción IV

La siguiente configuración de sección rectangular es para viga doble. A parte de la geometría de la sección varia la longitud entre los puntos de unión.

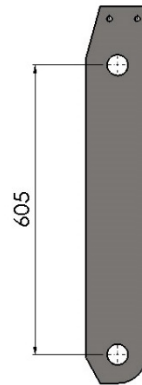


Figura 3.19. Distancia entre los puntos de unión de una viga vertical en mm (Fuente: propia)

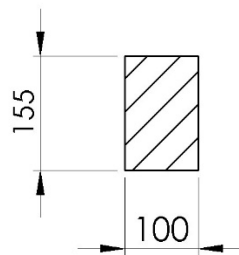


Figura 3.20. Dimensiones de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

Las cargas aplicadas (F), las reacciones (R) y la distancia a la fibra neutra (y) son las mismas que en los apartados previos.

Seguindo el método de cálculo de los apartados anteriores averiguamos el momento flector máximo ($M_{f_{\max}}$) :

$$M_{f_{\max}} = 300 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,605}{2} = 90750 \text{ N}\cdot\text{m} = 90,75 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

El momento de inercia (I_x) pasa a ser:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,1 \cdot 0,155^3 = 3,10 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

Con estos datos podemos determinar la tensión máxima (σ_{\max}) a la que se somete la barra:

$$\sigma_{\max} = \frac{90750}{3,10 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0,155}{2} = 226,88 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 226,88 \text{ MPa}$$

Verificamos el factor de seguridad (FS):

$$FS = \frac{580}{227} = 2,55 \Rightarrow OK!$$

La viga resiste y sobrada, así que, tenemos que buscar una opción y una geometría más óptimas para no sobredimensionar la pieza y no usar más material de cuenta.

14.1.7.3.5 Opción final

Finalmente, se ha tomado la decisión de fabricar viga única, de modo que, la fuerza de compactación (F_{comp}) se reparte entre cuatro (4) puntos de unión en vez de ocho (8) como era antes.

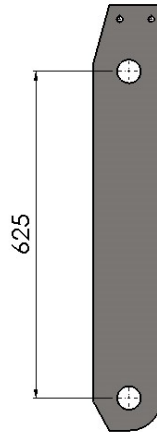


Figura 3.21. Distancia entre los puntos de unión de una viga vertical en mm (Fuente: propia)

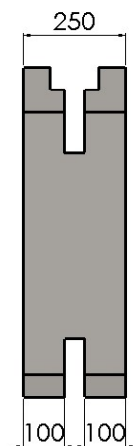


Figura 3.22. Viga vertical con dimensiones en mm (Fuente: propia)

La fuerza de compactación se reparte entre dos vigas verticales, por lo tanto, entre cuatro (4) puntos distintos. Las reacciones en los puntos correspondientes vienen definidos con ...:

$$R = \frac{2400}{4} = 600 \text{ kN}$$

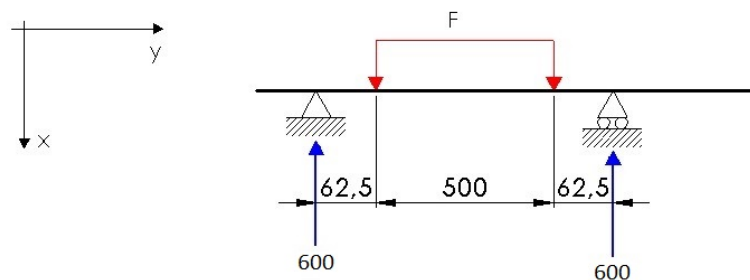


Figura 3.23. Reacciones de la viga vertical en kN (Fuente: propia)

El momento flector se calcula con la expresión ...:

$$M_f^{\max} = 600 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,625}{2} = 187500 \text{ N}\cdot\text{m} = 187,5 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

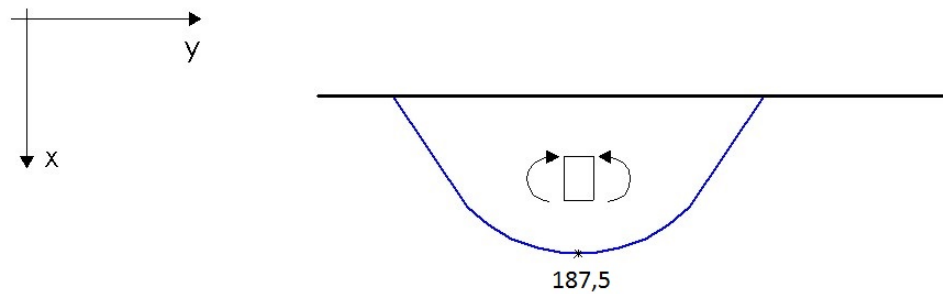


Figura 3.24. Momento flector máximo de la viga vertical en kN·m (Fuente: propia)

Con una base de 250 milímetros ($b = 250 \text{ mm}$) y manteniendo la altura de 130 milímetros ($a = 130 \text{ mm}$) la sección rectangular queda de la siguiente manera:

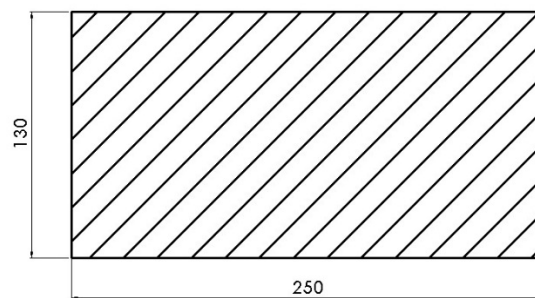


Figura 3.25. Dimensiones de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

Determinamos el momento de inercia (I_x) igual que en los casos anteriores:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,25 \cdot 0,13^3 = 4,58 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

La fibra neutra es la misma que en la "Opción II":

$$y = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ m}$$

Ahora podemos calcular la tensión máxima producida por el flector con la expresión ...:

$$\sigma_{\max} = \frac{187500}{4,58 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0,13}{2} = 266,10 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 266 \text{ MPa}$$

Verificamos que se cumple el factor de seguridad (FS) con la expresión ...:

$$FS = \frac{580}{267} = 2,17 \Rightarrow OK!$$

Con la geometría de la “Opción III” la viga resiste con el factor de seguridad deseado.

14.1.7.4. Viga vertical con taladros para vástagos

Determinamos la fuerza que debe aportar cada cilindro hidráulico con la expresión ...:

$$F = \frac{2400}{4} = 600 \text{ kN}$$

La fuerza de compactación (F_{comp}) tiene reacciones en cuatro puntos diferentes y según la ecuación ... tienen valores de:

$$R = \frac{2400}{4} = 600 \text{ kN}$$

Con los valores obtenidos representamos las cargas aplicadas y las reacciones esquemáticamente:

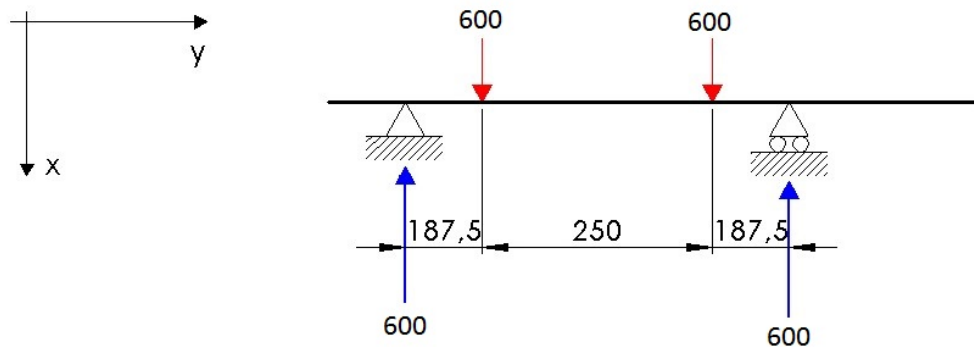


Figura 3.26. Cargas aplicadas y reacciones en kN de la viga vertical con taladros (Fuente: propia)

Las distancias correspondientes tendrán los siguientes valores:

$$l_1 = 187,5 + \frac{250}{2} = 312,5 \text{ mm} = 0,3125 \text{ m}$$

$$l_2 = \frac{250}{2} = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$$

Una vez conocidas todas las cargas, reacciones y distancias procedemos con el cálculo del momento flector usando la ecuación ...:

$$M_f^{\text{max}} = 0,3125 \cdot 600 \cdot 10^3 - 0,125 \cdot 600 \cdot 10^3 = 600 \cdot 10^3 \cdot (0,3125 - 0,125) = 112500 \text{ N}\cdot\text{m} = 112,5 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

De este modo podemos representar el diagrama del momento flector de la siguiente forma:

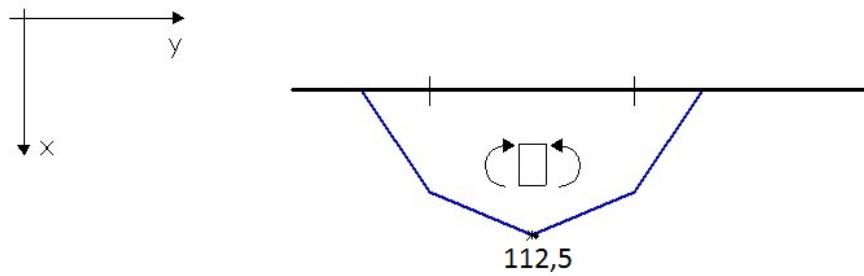


Figura 3.27. Diagrama del momento flector en kN·m de la viga vertical con taladros (Fuente: propia)

La sección rectangular de dicha barra tiene exactamente la misma geometría que la sección de la viga vertical sin taladros:

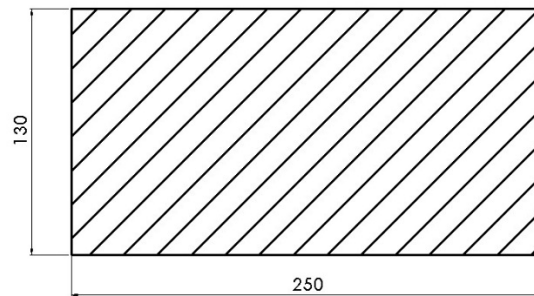


Figura 3.28. Geometría de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

Definimos la fibra neutra (y) con la expresión ...:

$$y = \frac{0,13}{2} 0,065 \text{ m}$$

Calculamos el momento de inercia (I_x) de nuestra sección mediante la fórmula ...:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,25 \cdot 0,13^3 = 4,58 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

Con los valores obtenidos calculamos la tensión máxima a la que queda sometida la barra con la definición ...:

$$\sigma_{\max} = \frac{112500}{4,58 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0,13}{2} = 159,66 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 159,66 \text{ MPa}$$

Para continuar, hay que calcular la tensión real (σ_{real}) que se genera en la viga. Para eso, consultamos las tablas ... que hacen referencia a taladros que actúan de concentrador de tensiones en barra plana sometida a flexión perpendicular al eje del taladro para determinar el factor de concentración de tensiones (K_t):

$$\left. \begin{aligned} d/h &= \frac{95}{130} = 0,73 \\ d/W &= \frac{95}{250} = 0,38 \end{aligned} \right\} K_t \approx 1,70$$

También podemos usar la hoja excel programada para determinar el factor de concentración de tensiones:

	A	B	C	D	E	F
1	Flexión en pletina con taladro					
2						
11	Datos					
12	W	250	mm			
13	d	95	mm			
14	h	130	mm			
15	Resultados					
16	d/h	0,731				
17	A	2,36180				
18	b	-0,77918				
19	d/W	0,38000				
20	K _t	1,757				
21						
22						

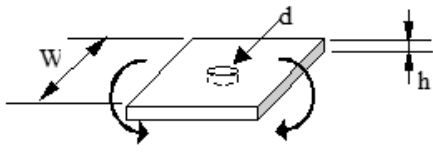


Figura 3.29. Factor de concentración de tensiones a partir de hoja excel (Fuente: propia)

Nos quedamos con el valor más exacto de $K_t = 1,76$.

Ahora, aplicando la ecuación ... podemos calcular la tensión real (σ_{real}) que padece la viga:

$$\sigma_{real} = 1,76 \cdot 159,66 = 281 \text{ MPa}$$

Verificamos el factor de seguridad (FS) con la definición ... para que no sea inferior a dos ($FS \geq 2$):

$$FS = \frac{580}{281} = 2,06 \Rightarrow OK!$$

Vemos que el factor de seguridad es justo el que estábamos deseando, por lo tanto, la viga vertical con taladros para vástagos resiste la carga aplicada.

14.1.7.5. Viga central

14.1.7.5.1 Cargas y reacciones

Primeramente, tenemos que determinar la fuerza total que aguanta la viga dentral a causa del peso. Para ello debemos calcular el peso de la estructura (P_{est}) que va encima de la viga, el peso del producto (P_{prod}) y el peso de otros componentes y factores (P_{otros}).

Podemos calcular el peso del producto con la expresión ...:

$$P_{prod} = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} = 9,81 \text{ kN}$$

Para calcular el peso de la estructura necesitamos saber el volumen aproximado de las vigas. Aproximaremos la geometría de la viga horizontal a un prisma como muestra la figura:

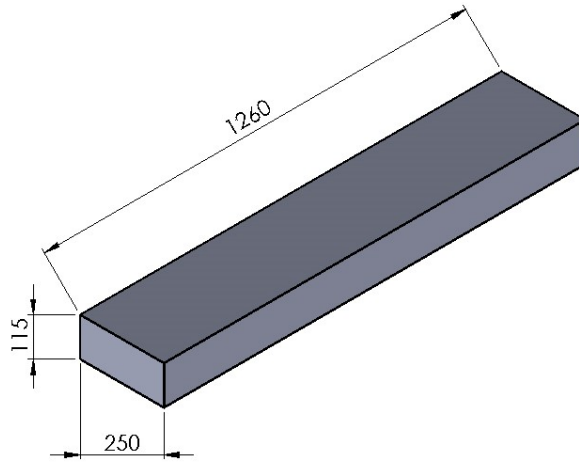


Figura 3.30. Aproximación de la geometría de la viga horizontal en mm (Fuente: propia)

El volumen será ...:

$$V = 0,115 \cdot 0,25 \cdot 1,285 = 0,0369 \text{ m}^3$$

Calculamos el peso de las dos vigas ...:

$$P_{est} = 2 \cdot (0,115 \cdot 0,25 \cdot 1,285) \cdot 7900 \cdot 9,81 = 5726,20 \text{ N} = 5,73 \text{ kN}$$

Determinamos el peso debido a otros factores:

$$P_{otros} = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ N} = 9,81 \text{ kN}$$

Hacemos la suma de los pesos para calcular el peso total que se aplica a las vigas centrales ...:

$$P_t = 9,81 + 5,73 + 9,81 = 25,35 \text{ kN}$$

Redondeamos el peso total a $P_t = 25 \text{ kN}$. Ya que la geometría aproximada de las vigas verticales es tan exagerada podemos redondear hacia abajo, disminuyendo el valor.

El peso total se reparte entre dos vigas, de modo que cada viga debe resistir una carga aplicada de ...:

$$P = \frac{25}{2} = 12,5 \text{ kN}$$

Según la expresión ..., si aplicamos el factor de seguridad obtenemos:

$$P = 2 \cdot \frac{25}{2} = 25 \text{ kN}$$

Aplicando el equilibrio de fuerzas ... encontramos las reacciones que faltan:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_x = 25 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_y = 0$$

No tenemos cargas aplicadas en la dirección y, por lo tanto, no hay reacción. Ya que solamente queda reacción en la dirección x vamos a definirla con R:

$$R = R_x = 25 \text{ kN}$$

Con las cargas y las reacciones representadas esquemáticamente tenemos lo siguiente:

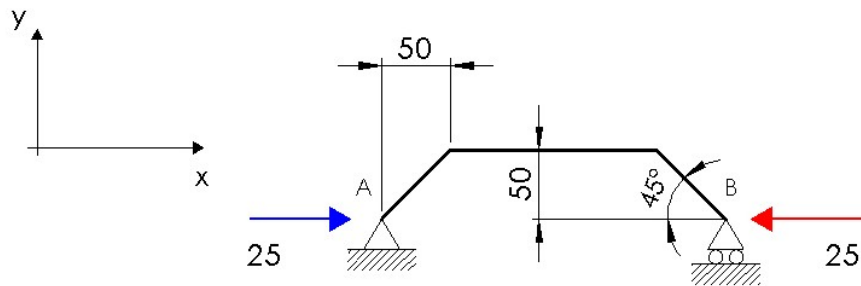


Figura 3.31. Cargas y reacciones de la viga central en kN (Fuente: propia)

Seguimos con la determinación de las componentes en las que se descomponen las cargas. Con determinar una de las componentes será suficiente porque el ángulo que se forma entre los distintos tramos de la viga es de 45° y las componentes, tanto en la dirección x' como en la y' , resultan ser del mismo valor. Usamos la expresión ...:

$$R' = P' = \cos 45^\circ \cdot 25 = 17,68 \text{ kN}$$

La representación gráfica de la descomposición de fuerzas queda:

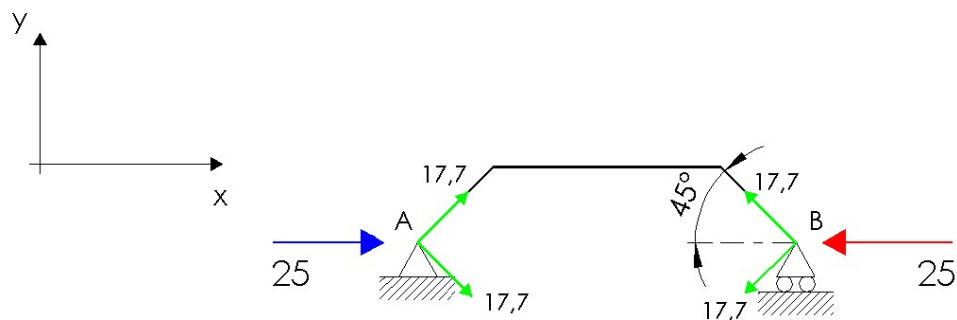


Figura 3.32. Descomposición de fuerzas en kN (Fuente: propia)

14.1.7.5.2 Diagramas

Diagrama de esfuerzo axial:

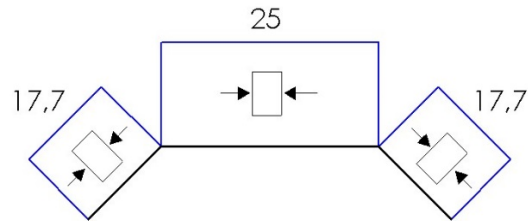


Figura 3.33. Diagrama de esfuerzo axial en kN (Fuente: propia)

Diagrama de esfuerzo cortante:

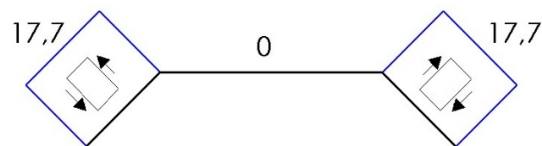


Figura 3.34. Diagrama de esfuerzo cortante en kN (Fuente: propia)

Diagrama momento flector:

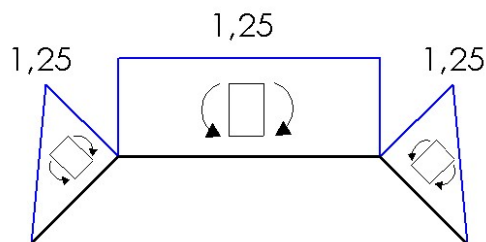


Figura 3.35. Diagrama de momento flector en kN·m (Fuente: propia)

El momento flector se puede calcular con ...:

$$M_f^{\max} = 25000 \cdot 0,05 = 1250 \text{ N}\cdot\text{m} = 1,25 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

14.1.7.5.3 Flexión

Tenemos una sección rectangular maciza siguiente:

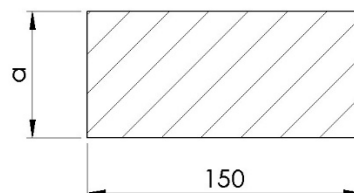


Figura 3.36. Sección rectangular de la viga central en mm (Fuente: propia)

Lo que haremos será proponer el valor de la base (b) para poder determinar la altura (a). La base de 150 milímetros (b = 150 mm) permite que la viga central encaje sin interferencias entre los dos eje que están conectados a los acoplamientos y deja cierto margen para el rodillo móvil para provocar rozos ni choques.

Aplicamos la ecuación ..., el momento flector máximo y la tensión límite de fluencia son conocidos:

$$a = \sqrt{\frac{6 \cdot 1250}{0,15 \cdot 580 \cdot 10^6}} = 9,28 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 9,28 \text{ mm}$$

Como que tenemos el factor de seguridad ya introducido en la carga aplicada la viga resiste teniendo una altura de 10 milímetros ($a = 10 \text{ mm}$). Ésta solución es correcta pero visualmente da la sensación de una barra fina que no será capaz de aguantar la sollicitación especificada. Por ese motivo y para asegurar la resistencia de la viga central establecemos como altura de la viga un valor de 20 milímetros ($a = 20 \text{ mm}$).

Calculamos la tensión máxima que se produce en la viga con la geometría propuesta ...:

$$\sigma_{\max} = \frac{1250}{\frac{1}{12} \cdot 0,15 \cdot 0,02^3} \cdot \frac{0,02}{2} = 125 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 125 \text{ MPa}$$

Verificamos el factor de seguridad con ...:

$$FS = \frac{580}{125} = 4,64$$

La viga resiste con el factor de seguridad doble del que tenemos establecido. Dicho factor de seguridad únicamente representa la resistencia a flexión, sin tener en cuenta el efecto de pandeo.

14.1.7.5.4 Pandeo

Primeramente calculamos la fuerza crítica ...:

$$F_{\text{crit}} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 10^{-7}}{(0,7 \cdot 0,4)^2} = 2,64 \cdot 10^6 \text{ N} = 2643,64 \text{ kN}$$

La longitud del tramo recto de la viga central es de 400 milímetros ($L = 400 \text{ mm}$). El valor $\alpha = 0,7$ se justifica con que la viga tiene un extremo empotrado y otro articulado. El extremo empotrado es que se une a la viga horizontal que está acoplada al chasis de la máquina y está fijo, por otro lado, el extremo articulado está unido la viga horizontal superior que no va acoplada a nada fijo y que mediante las vigas transversales no permite desviaciones hacia los laterales.

El momento de inercia mínimo viene dado por ...:

$$I_{\min} = \frac{1}{12} \cdot 0,15 \cdot 0,02^3 = 10^{-7} \text{ m}^4$$

Vemos que la fuerza crítica es mucho mayor que la fuerza que tenemos aplicada sobre la viga. En principio, con esto sería suficiente para asegurarnos que la columna resiste de sobras, pero vamos a seguir con el cálculo para conocer exactamente la resistencia de nuestra barra.

Seguimos con el cálculo de la esbeltez reducida ...:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{0,15 \cdot 0,02 \cdot 750 \cdot 10^6}{2,64 \cdot 10^6}} = \sqrt{\frac{0,15 \cdot 0,02 \cdot 750}{2,64}} = 0,9232$$

Una vez hallado la esbeltez reducida calculamos el coeficiente ϕ ...:

$$\phi = 0,5 \cdot \left[1 + 0,49 \cdot (0,92 - 0,2) + 0,92^2 \right] = 1,0996$$

Con los valores encontrados determinamos el coeficiente de reducción de la resistencia por pandeo ...:

$$\chi = \frac{1}{1,10 + \sqrt{1,10^2 + 0,92^2}} = 0,3946$$

Calculamos la tensión que se produce en la viga teniendo en cuenta el efecto de pandeo ...:

$$\sigma_p = \frac{25000}{0,395 \cdot 0,15 \cdot 0,02} = 21,09 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 21,09 \text{ MPa}$$

Conocemos la fuerza de compresión aplicada, el área (a x b) y el coeficiente de pandeo.

Verificamos el factor de seguridad ...:

$$FS = \frac{580}{21,1} = 27,5$$

El resultado es exagerado, pero representa la resistencia únicamente cuando la columna se somete a compresión sin tener en cuenta la flexión.

14.1.7.5.5 Aplicación conjunta de flector y compresión

Conocemos la fuerza de compresión y el momento flector, al igual que los demás datos necesarios. Solamente tenemos que definir el momento resistente de la sección rectangular maciza ...:

$$W_{\min} = \frac{0,15 \cdot 0,02^2}{6} = 10^{-5} \text{ m}^3$$

Calculamos la tensión relativa con la expresión ...:

$$\sigma_{ref} = \frac{25000}{0,395 \cdot 0,15 \cdot 0,02} + \frac{1250}{\frac{0,15 \cdot 0,02^2}{6}} = 146,09 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 146,09 \text{ MPa}$$

Comprobamos el factor de seguridad ...:

$$FS = \frac{580}{146,1} = 3,96$$

La viga central resiste a la acción conjunta de flexión y compresión con pandeo bastante sobrada, casi con el doble de factor de seguridad establecido.

14.1.7.6. Viga transversal

Debemos calcular la fuerza del peso que se aplica sobre la viga transversal para definir las reacciones en los puntos de apoyo. Primero, calculamos las componentes del peso total con las ecuaciones ...:

$$P_t = 9,81 \cdot (1000 + 1000) = 19620 \text{ N} = 19,62 \text{ kN}$$

Sabemos que los sacos con el producto pesan una (1) tonelada y hacemos la hipótesis de que la masa asociada a otros factores puede alcanzar los mil (1000) quilogramos.

Aproximamos el resultado a 20 kN para un mejor manejo de números y simplicidad. Como que lo hacemos aumentando el valor real el efecto sobre la resistencia será sobredimensionado de la viga transversal, pero muy poco.

Tal y como se había explicado en el apartado de justificación de cálculo la carga que se aplica a cada viga por separado es ...:

$$F_p = \frac{20000}{2} = 10000 \text{ N} = 10 \text{ kN}$$

Las reacciones en los apoyos tendrán la siguiente definición ...:

$$R = \frac{10000}{2} = 5000 \text{ N} = 5 \text{ kN}$$

Con los valores obtenidos, la representación esquemática queda:

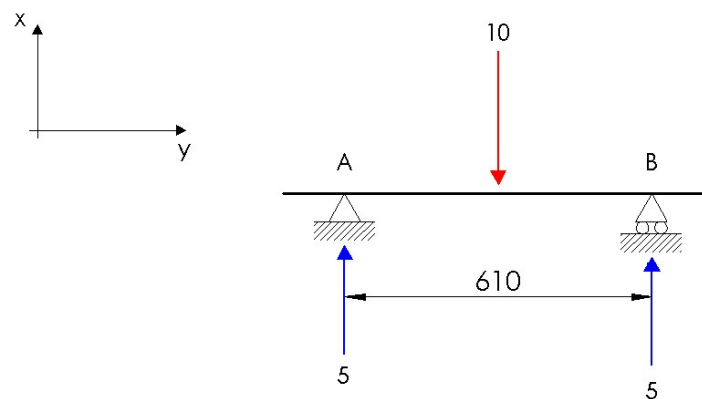


Figura 3.37. Cargas y reacciones en una viga transversal en kN y mm (Fuente: propia)

La distancia entre los puntos de apoyo es de 610 milímetros (verificación de cálculos).

El momento flector valdrá ...:

$$M_f^{\max} = \frac{10000 \cdot 0,61}{4} = 1525 \text{ N}\cdot\text{m} = 1,53 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

El diagrama de momento flector es lineal ya que el esfuerzo cortante es constante y su valor máximo se encuentra en la parte central de la barra:

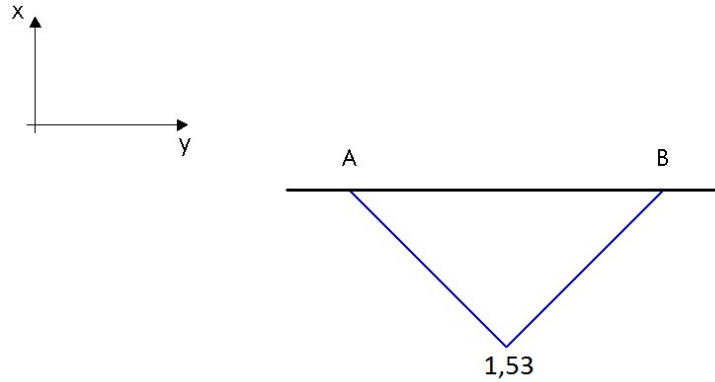


Figura 3.38. Diagrama de momento flector de una viga transversal en kN·m (Fuente: propia)

La geometría de la sección rectangular maciza tiene la forma siguiente:

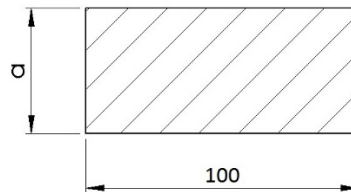


Figura 3.39. Sección rectangular maciza de una viga transversal en mm (Fuente: propia)

Aproximamos el valor de base a 100 milímetros ($b = 100$ mm). Semejante decisión está justificado con el criterio geométrico de nuestro diseño.

Definimos el momento de inercia con la expresión ...:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,1 \cdot a^3 = 8,33 \cdot 10^{-3} \cdot a^3 \text{ m}^4$$

La fibra neutra queda a la mitad de la altura:

$$y = \frac{a}{2} \text{ m}$$

Introduciendo todo esto en la ecuación ... de la tensión máxima queda:

$$\sigma_{\max} = \frac{1525}{8,33 \cdot 10^{-3} \cdot a^3} \cdot \frac{a}{2} = \frac{1525}{2 \cdot 8,33 \cdot 10^{-3} \cdot a^2} = \frac{91536,61}{a^2} \text{ Pa}$$

Sustituimos la tensión máxima en la ecuación ... del factor de seguridad:

$$2 = \frac{580 \cdot 10^6}{\sigma_{\max}} = \frac{580 \cdot 10^6}{\frac{91536,61}{a^2}} = \frac{580 \cdot 10^6 \cdot a^2}{91536,61} \rightarrow a \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 91536,61}{580 \cdot 10^6}} = 0,0177 \text{ m} = 17,7 \text{ mm}$$

En conclusión, la altura de la sección rectangular de nuestra viga transversal debe ser mayor o igual a 18 milímetros ($a \geq 18$ mm). Cogemos como altura definitiva 20 milímetros, pero como se ha visto más adelante, según los criterios de diseño se tomará un valor de 30 milímetros para

la altura ($a = 30 \text{ mm}$). Esto se ha hecho, principalmente, con el fin de realizar el ranurado para las cabezas de los tornillos Allen.

14.1.7.7. Vaso – soporte de pistón

14.1.7.7.1 Un cilindro hidráulico por viga

En ésta configuración tenemos mayor fuerza por pistón, por lo tanto, la sección a resistir debe ser más grande.

Teniendo un pistón en cada viga vertical la fuerza de compactación se distribuye en dos (2) puntos, uno (1) en cada viga, de modo que la fuerza de tracción a la que se somete el vaso del pistón es:

$$F_t = \frac{2400}{2} = 1200 \text{ kN}$$

Consultamos los catálogos de cilindros hidráulicos y buscamos el cilindro que pueda generar 1200 kN o más de fuerza. El cilindro que hemos escogido ... tiene un diámetro de $d_i = 205 \text{ mm}$. Sustituyendo los valores en la ecuación ... tenemos:

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 1200 \cdot 10^3}{\pi \cdot 900 \cdot 10^6} + 0,205^2} = 0,2132 \text{ m} = 213,18 \text{ mm}$$

Cogeremos como el valor más cómodo para nosotros $d_e = 215 \text{ mm}$.

Teniendo un ancho total de la viga vertical de 250 mm y un diámetro del vaso de 215 mm nos queda poco espacio para hacer los taladros de la unión atornillada. 17,5 mm de espacio al rededor del vaso para los tornillos es insuficiente (apartado ...).

Ya que hemos descartado esta opción – no es necesario calcular el factor de seguridad (FS).

14.1.7.7.2 Dos cilindros hidráulicos por viga

Con dos cilindros hidráulicos en cada viga la fuerza de compactación (F_{comp}) se reparte entre cuatro (4) puntos distintos. De ese modo, la sección (A) resistente del vaso será menor al haber menos fuerza de tracción (F_t) por cilindro. La fuerza de tracción se calcula mediante la expresión ...:

$$F_t = \frac{2400}{4} = 600 \text{ kN}$$

Consultamos los catálogos de fabricantes de cilindros hidráulicos y escogemos el cilindro que sea capaz de proporcionar una fuerza de 600 kN o más. El cilindro escogido ... tiene un diámetro de $d_i = 165 \text{ mm}$.

Sustituyendo los valores en la fórmula ... podemos determinar el diámetro exterior (d_e) mínimo necesario:

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 600 \cdot 10^3}{\pi \cdot 900 \cdot 10^6} + 0,165^2} = 0,1701 \text{ m} = 170,07 \text{ mm}$$

Redondeamos el diámetro encontrado a $d_e = 175$ mm para manejarlo con más comodidad.

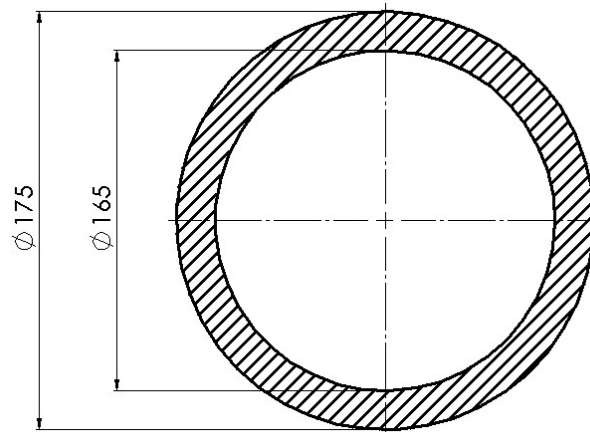


Figura 3.40. Dimensiones de la sección cilíndrica hueca en mm (Fuente: propia)

Calculamos la tensión que se produce a causa de la tracción con el diámetro determinado (d_e) con la ecuación ...:

$$\sigma_{\max} = \frac{600 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,175^2 - 0,165^2)} = 224,69 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 224,69 \text{ MPa}$$

Esta es la tensión que tendríamos si el cubo que envuelve el cilindro hidráulico fuera una única pieza lisa sin ranuras. En realidad, nuestro vaso tiene una ranura que actúa como concentrador de tensiones (K_t).

En nuestro caso, podemos aproximar la geometría del cubo – soporte a una barra plana escalonada sometida a esfuerzo axial (tracción) como se ve en la figura

La geometría aproximada pasa de sección tubular a sección rectangular. Si cortamos el cilindro por una línea que pasa por el medio de la ranura y lo abrimos para que sea plano obtenemos la siguiente forma:

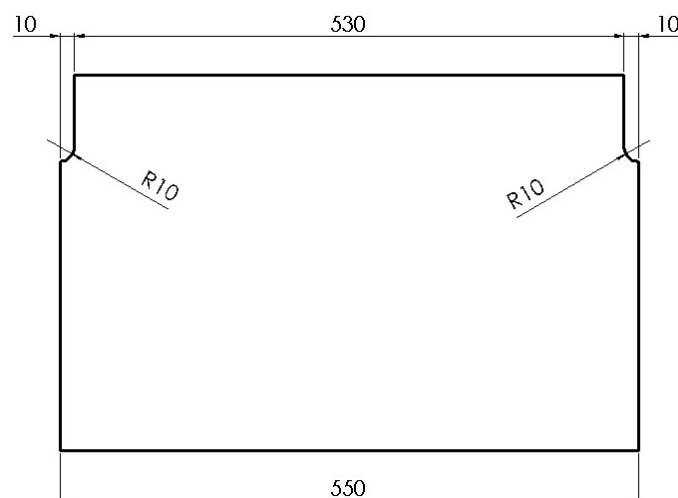


Figura 3.41. Dimensiones de la geometría equivalente en mm (Fuente: propia)

Las dimensiones de la geometría aparecen justificadas en el apartado

Determinamos los valores necesarios para encontrar el factor de concentración de tensiones (K_t):

$$\left. \begin{aligned} D/d &= \frac{550}{530} = 1,04 \\ r/d &= \frac{10}{530} = 0,02 \end{aligned} \right\} K_t = 1,85$$

O simplemente introduciendo los valores necesarios en la hoja excel:

	A	B	C	D	E	F
1	Tracción en pletina con salto de sección					
2						
15	Datos					
16	D	550	mm			
17	d	530	mm			
18	r	10	mm			
19	Resultados					
20	D/d	1,038				
21	A	1,00348				
22	b	-0,15128				
23	r/d	0,01887				
24	Kt	1,830				
25						

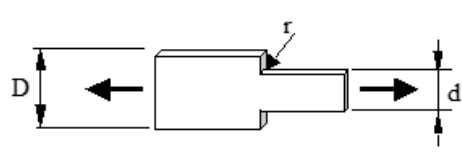


Figura 3.42. Resultados de factor de concentración de tensiones (Fuente: propia)

Con el factor de concentración de tensiones $K_t = 1,83$ determinamos la tensión real (σ_{real}) que se genera en nuestra pieza con la ecuación ...:

$$\sigma_{real} = 1,83 \cdot 224,69 = 411,18 \text{ MPa}$$

Comprobamos el factor de seguridad (FS) con ...:

$$FS = \frac{900}{412} = 2,18 \Rightarrow OK!$$

Con el diámetro exterior de $d_e = 175 \text{ mm}$ el vaso – soporte resiste la tensión producida con el factor de seguridad deseado.

14.1.8. Elementos normalizados

14.1.8.1. Cáncamo (argolla)

Cuando tengamos calculado el peso tenemos que decidir la distribución de los cáncamos y el ángulo de aplicación de carga. Usaremos una herramienta de <http://www.rud-rud.com> que nos permite elegir el cáncamo adecuado. Introducimos el valor del peso a elevar en kilogramos y escogemos el número de cáncamos que tendremos instalados:

Seleccionar introduciendo la CMU - Paso 1

Paso 1 de 3

¿Qué carga (peso) desea transportar?

Peso

10374

kg



¿Cuántos cáncamos dispone la pieza a elevar y cuántos más se pueden incluir en ella?

¿Número de cáncamos?


☐ Uno


☐ Dos


☐ Tres


☒ Cuatro

¿Se deberá de tener en cuenta temperaturas altas ambientales?

Temperatura de trabajo

Roscable

☒ Estándar: entre -40 °C y 100 °C

☐ Entre 100 °C y 200 °C

☐ Entre 200 °C y 250 °C

☐ Entre 250 °C y 300 °C

☐ Entre 300 °C y 350 °C

Reiniciar

Continuar

Figura 3.43. Captura de pantalla del paso 1 de la herramienta para selección de cáncamo

(Fuente: <http://www.rud-rud.com>)

Seguidamente hay que especificar el método de elevación. Supondremos que la elevación se llevará a cabo con cuatro (4) cáncamos distribuidos simétricamente y con ángulo de apertura comprendido entre 0 – 45°:

Seleccionar introduciendo la CMU - Paso 2

Paso 2 de 3

¿Qué método de elevación/transporte esta siendo utilizado?

Elevación con 3/4-Ramales

0-45°

☒ simétrico con
ángulo de apertura de 0-45°

45-60°

☐ simétrico a
apertura de ángulo de 45-60°

max 45°

☐ asimétrico
con ángulo máximo de inclinación 45°

max 60°

☐ asimétrico
con ángulo máximo de inclinación de 60°

☐ tiro vertical con
balancín

Reiniciar

Volver

Continuar

Figura 3.44. Captura de pantalla del paso 2 de la herramienta para selección de cáncamo
(Fuente: <http://www.rud-rud.com>)

Una vez escogido el método de elevación le damos a continuar y nos saldrán los resultados con diferentes propuestas:

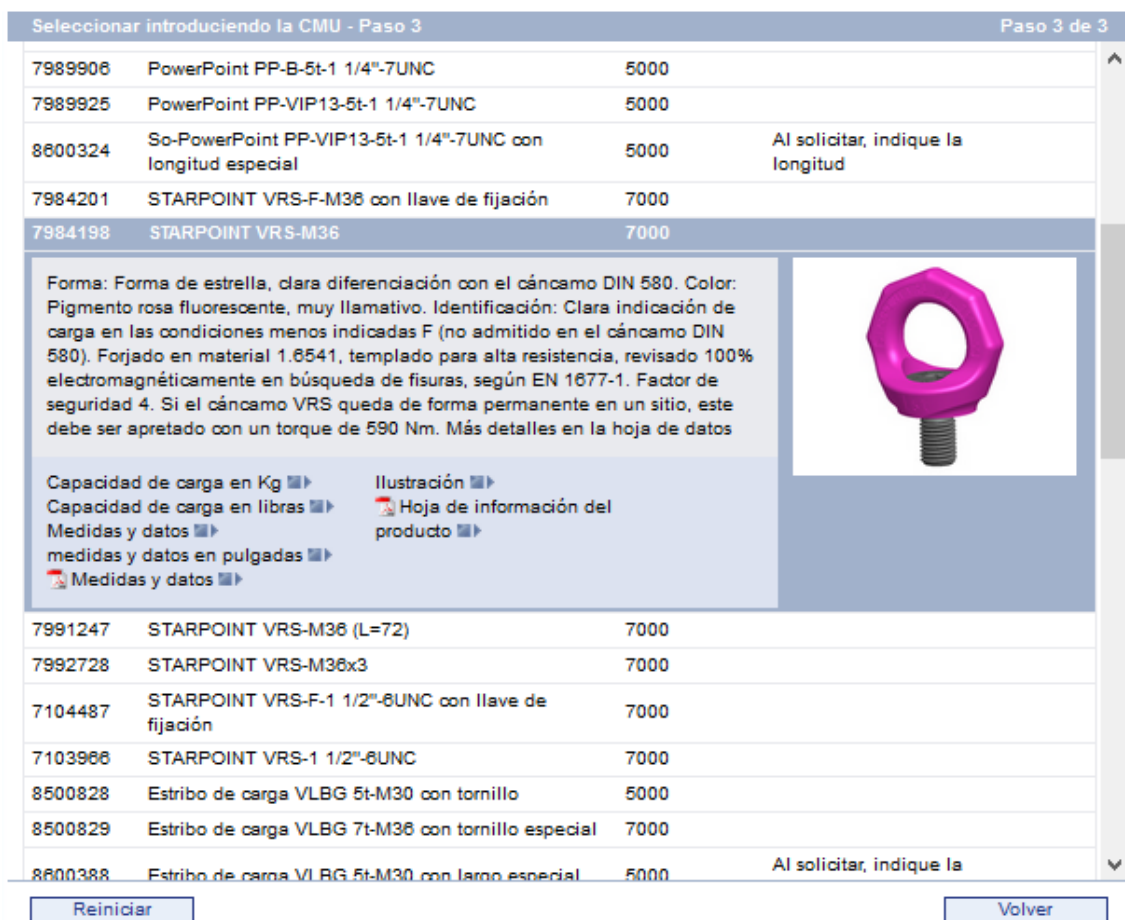


Figura 3.45. Captura de pantalla del paso 3 de la herramienta para selección de cáncamo

(Fuente: <http://www.rud-rud.com>)

Entre la multitud de resultados y distintas formas de cáncamos encontramos la opción que más se acerca al formato DIN 580. El cáncamo seleccionado es DIN 580 – M36. En el anexo se adjunta la hoja con la capacidad de carga en quilogramos.

La tabla siguiente recoge las masas y las cantidades de los elementos básicos de la máquina con el fin de determinar el peso total:

Pieza	Masa (kg)	Cantidad	Masa total (kg)
Viga horizontal	262	4	1050
Viga vertical	250	4	1000
Viga central	13	2	26
Viga transversal	11	2	22
Eje principal	770	2	1540
Alojamiento + Tapas	300	2	600
Boca alimentación	1000	1	1000
Rodamiento	100	4	400
Acoplamiento	433	2	866
Reductor	1000	1	1000
Motor principal	870	1	870
Otros	2000	1	2000

Masa total	10374
-------------------	--------------

Figura 3.46. Tabla de elementos básicos de la máquina y sus correspondientes masas (Fuente: propia)

Las aproximaciones de masa se pueden encontrar en el apartado de verificación de cálculo, y dichas aproximaciones son bastante exageradas y presentan mayor masa de algunas piezas de lo que es en realidad. La masa de los elementos normalizados se ha tomado directamente de los catálogos.

Calculamos el peso debido a la masa con la ecuación ...:

$$P = 10374 \cdot 9,81 = 101769 \text{ N} \approx 102 \text{ kN}$$

Aproximaremos el peso a $P = 100 \text{ kN}$ para obtener valores más enteros, además, habíamos tomado valores de masa más elevados de lo que son en realidad.

La fuerza por cáncamo resulta ser ...:

$$F = \frac{100000}{4} = 25000 \text{ N} = 25 \text{ kN}$$

Si aproximamos la masa total a 10 toneladas la capacidad de carga por argolla en kilogramos (kg) será:

$$F = \frac{10000}{4} = 2500 \text{ kg} = 2,5 \text{ t}$$

Consultamos los catálogos de los fabricantes de argollas y encontramos que DIN 580 – M36 es la opción que garantiza la capacidad de carga necesaria. DIN 580 – M30 no llega a resistir la carga existente, a pesar de estar muy cerca.

14.1.8.2. Motor eléctrico

Conocemos el momento torsor que se produce en los rodillos de compactación $M_t = 102 \text{ kN}\cdot\text{m}$. La velocidad de rotación de los rodillos va variando en función del producto usado y de la fuerza de compactación y obtiene valores comprendidos entre 10 – 15 revoluciones por minuto (rpm). Para el cálculo de potencia del motor cogeremos un valor medio de velocidad de rotación igual a $n = 13 \text{ rpm}$.

Aplicando la definición ... obtenemos la velocidad angular de los rodillos:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot 13 = \frac{26 \cdot \pi}{60} = \frac{13 \cdot \pi}{30} \text{ rad/s}$$

Con los valores obtenidos calculamos la potencia del motor eléctrico mediante la expresión ...:

$$P_N = \frac{13 \cdot \pi}{30} \cdot 102000 = 138858,4 \text{ W} \approx 139 \text{ kW}$$

Consultando los catálogos vemos que la opción más cercana es un motor de potencia $P = 160 \text{ kW}$. El exceso de potencia nos garantiza un correcto funcionamiento en caso de haber algún

factor que incremente la carga aplicada sobre los tambores. Pero, en principio, si se cumplen todas las normativas y las norma de trabajo no deben producirse incrementos de carga.

No es necesario realizar cálculo de tiempos de arranque porque no es un factor relevante para el funcionamiento ni para la producción. También, como que la máquina se pone en marcha en vacío (sin producto en polvo cargado en la boca de alimentación) no hay necesidad de averiguar los torsores de arranque.

14.1.8.3. Reductor

La velocidad de giro de entrada (velocidad del motor) es $n_1 = 1500$ rpm y la velocidad de giro de salida tiene que ser, aproximadamente, $n_2 = 13$ rpm. Aplicando la fórmula ... se obtiene la relación de transmisión siguiente:

$$i = \frac{1500}{13} = 115,38 \rightarrow i \approx 115$$

14.1.8.4. Acoplamiento dentado

14.1.8.4.1 Potencia del acoplamiento dentado

Para calcular el par nominal, primero de todo consultamos las tablas ... y ... para determinar el valor del factor de servicio (K) y el factor de desalineación (F_α). En las condiciones de funcionamiento de nuestra máquina obtenemos un factor de servicio de $K = 1,8$. Suponemos que el factor de desalineación es máximo $F_\alpha = 1$.

Ya tenemos todos los datos para calcular el par nominal con ...:

$$T = 9550 \cdot \frac{160}{13} \cdot 1,8 \cdot 1 = 211569,2 \text{ N}\cdot\text{m} \approx 212 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

En el catálogo escogemos un acoplamiento dentado MTGX – HD de tamaño 233 que garantiza un par nominal de $T = 250800 \text{ N}\cdot\text{m}$.

14.1.8.4.2 Desalineación del acoplamiento dentado

El ángulo medio de desviación es $\alpha = 1^\circ$, la base del triángulo es $l = 1000 \text{ mm}$. Usando la expresión ... tenemos:

$$a = \tan 1^\circ \cdot l = 0,017 \text{ m} = 17,45 \text{ mm}$$

Comprobamos que estamos dentro de lo permitido con la definición ...:

$$17 \geq 15 \text{ mm} \Rightarrow \text{OK!}$$

Calculamos la hipotenusa con la ecuación ...:

$$h = \sqrt{17,45^2 + 1000^2} = 1000,15 \text{ mm}$$

Haciendo la diferencia con ... obtenemos el siguiente resultado para la desviación axial:

$$\Delta x = 1000,15 - 1000 = 0,15 \text{ mm}$$

Verificamos si estamos dentro de los límites:

$$0,15 \leq 1 \text{ mm} \Rightarrow OK!$$

Usando acoplamientos con espaciador de un (1) metro de largo conseguimos la desviación lineal deseada sin violar las recomendaciones establecidas por el fabricante.

14.1.8.4.3 Fuerza axial

Aplicamos la ecuación ... para obtener la fuerza axial máxima que genera el acoplamiento dentado:

$$F_a = \frac{2 \cdot 212 \cdot 0,05}{0,3655 \cdot 0,94} = 61,7 \text{ kN}$$

El par nominal lo hemos calculado en el apartado anterior $T_n = 212 \text{ kN}$, el diámetro indicado es $D_1 = 365,5 \text{ mm}$ y para el coeficiente de fricción, suponemos que tenemos un sistema bien lubricado ($\mu = 0,05$).

Comparando el resultado con la carga axial máxima permitida en los rodamientos ($F_a = 75 \text{ kN}$) vemos que es inferior y, por lo tanto, no hay problemas.

14.1.8.5. Rodamientos

14.1.8.5.1 Carga mínima requerida

Comprobamos que tenemos la carga mínima requerida aplicada sobre los rodamientos, mediante la ecuación ...:

$$P_m = 0,02 \cdot 1675 = 33,5 \text{ kN}$$

De la ficha técnica obtenemos el valor de capacidad de carga dinámica $C = 1675 \text{ kN}$.

Con el valor obtenido podemos comprobar que tenemos aplicada una carga mucho más elevada que la mínima necesaria.

14.1.8.5.2 Carga axial

Calculamos la carga axial máxima admisible cuando tenemos los rodamientos montados sobre manguitos de fijación sobre ejes planos con la expresión ...:

$$F_a = 0,003 \cdot 104 \cdot 240 = 74,88 \text{ kN}$$

De la documentación sacamos las dimensiones del rodamiento con un ancho de $b = 104 \text{ mm}$ y un diámetro interior de $d = 240 \text{ mm}$.

La fuerza axial la podemos redondear a $F_a = 75 \text{ kN}$.

14.1.8.5.3 Carga dinámica equivalente

Ya tenemos calculada la carga axial admisible, por lo tanto, podemos determinar la relación ... y escoger la ecuación adecuada:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{75}{1200} = 0,0625$$

Comparando con el valor e vemos que está por debajo de éste:

$$0,0625 \leq e \Rightarrow P = F_r + Y_1 \cdot F_a$$

Aplicando la ecuación ... obtenemos la carga dinámica equivalente:

$$P = 1200 + 2,9 \cdot 75 = 1417,5 \text{ kN}$$

En el catálogo del rodamiento encontramos el valor de Y_1 .

14.1.8.5.4 Solicitación dinámica

Aplicamos la expresión de vida ...:

$$L = \left(\frac{1675}{1417,5} \right)^{10/3} [10^6 \text{ revoluciones}] = 1,74 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

Con la capacidad de carga dinámica (C) se alcanza una vida de un millón (10^6) de revoluciones cuando, en este caso, se obtiene un número mayor de revoluciones. Se cumple la solicitud.

Si queremos pasar la vida a horas aplicamos la definición ...:

$$L_h = \frac{1,74 \cdot 10^6}{13 \cdot 60} = 2236,37 \text{ horas}$$

14.1.8.5.5 Carga estática equivalente

Aplicamos la ecuación ... para determinar la carga estática equivalente:

$$P_0 = 1200 + 2,8 \cdot 75 = 1410 \text{ kN}$$

14.1.8.5.6 Solicitud estática

Del catálogo sacamos el valor de la capacidad carga estática y aplicando la fórmula ... calculamos el valor de seguridad:

$$f_s = \frac{2550}{1410} = 1,77 \Rightarrow \text{Exigencias elevadas}$$

El valor de seguridad nos indica exigencias elevadas, cosa que nuestros rodamientos cumplen. También hay que tener en cuenta, que hemos tomado valores máximos para algunas componentes (por ejemplo carga axial) que en la práctica no llegarían a aparecer.

14.1.9. Uniones atornilladas

14.1.9.1. Vaso – soporte del cilindro hidráulico

Sabemos que dicha pieza trabaja a tracción, por lo tanto, los tornillos están solicitados en la dirección de su eje. Tenemos que verificar la resistencia a tracción (F_{rT}) del tornillo y resistencia al punzonamiento del material de la chapa (pieza).

14.1.9.1.1 1 pistón hidráulico

Primero calculamos la resistencia cuando tenemos un (1) pistón en cada viga vertical de uno de los lados para comprobar si es posible hacer una unión atornillada respetando los criterios establecidos.

En ésta configuración la fuerza total aplicada sobre la unión atornillada es de $F = 1200 \text{ kN}$.

Proponemos tornillos de alta resistencia M16 – 10.9 con las propiedades mecánicas siguientes:

$$\sigma_R = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 900 \text{ MPa}$$

$$A = 157 \text{ mm}^2$$

Calculamos la resistencia a tracción de un único tornillo con la ecuación ...:

$$F_R^T = \frac{0,9 \cdot 1000 \cdot 157}{1,25} = 113,04 \text{ kN}$$

Ahora determinamos el número de tornillos necesarios para resistir la carga aplicada con la definición ...:

$$n = \frac{1200}{113,04} = 10,62 \Rightarrow n = 11$$

Tenemos que redondear hacia el mayor número de tornillos, con lo cual, nos quedamos con $n = 11$ tornillos.

Si verificamos los criterios geométricos de la chapa con las definiciones ...:

$$e_1 \geq 1,2 \cdot 16 = 19,2 \text{ mm}$$

$$e_2 \geq 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ mm}$$

$$p_1 \geq 2,2 \cdot 16 = 35,2 \text{ mm}$$

$$p_2 \geq 3 \cdot 16 = 48 \text{ mm}$$

Comparando estos valores con la geometría del vaso – soporte del cilindro hidráulico nos damos cuenta de que no es posible formar taladros para los tornillos y cumplir los criterios geométricos establecidos porque la chapa de la pieza tiene dimensiones muy reducidas. En conclusión, los tornillos M16 no nos sirven para hacer la unión atornillos debido a su excesivo tamaño, y no podemos utilizar tornillos más pequeños ya que aumentaría su cantidad y seguimos teniendo espacio reducido.

Ya no hace falta calcular la resistencia a punzonamiento porque hemos descartado esta opción.

14.1.9.1.2 2 pistones hidráulicos

Se ha hecho una verificación con tornillos M16 para actual configuración que figura en el apartado de verificaciones. Se reduce la cantidad de tornillos pero el problema con falta de espacio para taladros sigue estando presente.

Hemos visto que no es posible realizar una unión mediante tornillos M16 así que, se ha tomado la decisión de reducir la carga aplicada por tornillo y escoger tornillos con un diámetro más reducido.

En este caso la fuerza de tracción aplicada se reparte entre cuatro pistones hidráulicos, de modo que, tenemos una fuerza de $F = 600 \text{ kN}$ por cada unión atornillada. Escogemos tornillos de alta resistencia M12 – 10.9 con las características siguientes:

$$\sigma_R = 1000 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 900 \text{ MPa}$$

$$A = 84,3 \text{ mm}^2$$

Calculamos la resistencia del tornillo a tracción mediante ...:

$$F_R^T = \frac{0,9 \cdot 1000 \cdot 84,3}{1,25} = 60696 \text{ N} = 60,69 \text{ kN}$$

El número mínimo de tornillos que se requiere para resistir la carga es ...:

$$n = \frac{600}{60,69} = 9,88 \Rightarrow n = 10$$

El número de tornillos necesario tiene que ser 11 para que sea capaz de resistir la carga aplicada. De modo que, la fuerza que se aplica a cada tornillo es :

$$F_t = \frac{600}{6} = 100 \text{ kN}$$

Verificamos que la resistencia a punzonamiento es superior a la fuerza de tracción aplicada (siendo $\sigma_{Rm} = 900 \text{ MPa}$) ...:

$$F_R^P = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot 900 \cdot 22 \cdot 10}{1,25} = 298576,7 \text{ N} = 298,57 \text{ kN}$$

Vemos que se cumple la condición ...:

$$298,57 > 100 \Rightarrow OK!$$

Miramos si se cumplen las separaciones y las distancias a los bordes con ...:

$$e_1 \geq 1,2 \cdot 13 = 15,6 \text{ mm}$$

$$e_2 \geq 1,5 \cdot 13 = 19,5 \text{ mm}$$

$$p_1 \geq 2,2 \cdot 13 = 28,6 \text{ mm}$$

$$m \geq 2 \cdot 12 = 24 \text{ mm}$$

Determinamos la fuerza de pretensado con ...:

$$F_0 = 0,7 \cdot 1000 \cdot 84,3 = 59010 \text{ N} = 59,01 \text{ kN}$$

El par de apriete queda ...:

$$M_t = 0,18 \cdot 12 \cdot 59,01 = 127,5 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Para este caso se requieren 10 tornillos M12 calidad 10.9 con una longitud del vástago de $l = 30$ mm (longitud roscada $b = 21$ mm).

$$10 \times M12 \times 30 - 10.9$$

14.1.9.2. Soporte del cáncamo/argolla

Tenemos una situación de unión atornillada de empalme, como muestra la figura:

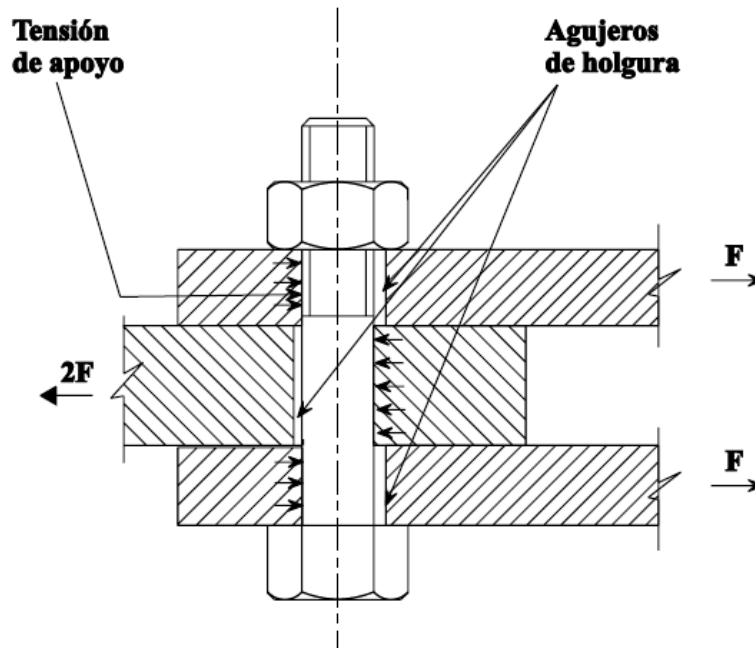


Figura 3.47. Transmisión de fuerzas en una unión de empalme (Fuente: ITEA)

Del apartado de cálculo del cáncamo hemos obtenido la carga que se produce en cada argolla $F = 25$ kN, y esa fuerza corresponde a $2F$ en el dibujo. Los tornillos trabajan a cortante con dos planos de cizalladura, es decir que, la fuerza resistente del tornillo se multiplica por dos (2). Para decidir si los tornillos resisten las condiciones de trabajo debemos comprobar la resistencia a cortante del tornillo y la resistencia a aplastamiento de la chapa (pieza).

Previamente, se había elegido M16 – 8.8 (apartado de verificaciones) para la situación actual pero se vió que resistían mucho y había posibilidad de bajar la resistencia del tornillo. Así que, escogemos tornillos M10 de calidad 8.8 con una sección resistente de $A = 58$ mm².

Como que tenemos una parte del tornillo en la que el plano de corte pasa por la zona roscada (la más débil) escogemos la expresión correspondiente y al haber dos planos de cizalladura se multiplica por dos (2) ...:

$$F_R^C = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 800 \cdot 58}{1,25} = 44544 \text{ N} = 44,5 \text{ kN}$$

Determinamos la cantidad de tornillos necesaria para la unión ...:

$$n = \frac{25}{44,5} = 0,56 \Rightarrow n = 1$$

Como mínimo debemos instalar un (1) tornillo pero por motivos de estabilidad y rigidez de la unión pondremos dos (2) tornillos $n = 2$.

Calculamos la carga que se aplica a cada tornillo por separado ...:

$$F_t = \frac{25}{2} = 12,5 \text{ kN}$$

Para proceder con el cálculo de la fuerza resistente al aplastamiento debemos encontrar los valores de distancias y separaciones que nos servirán para determinar el valor α . Las distancias de taladros viene definidas por ...:

$$e_1 \geq 1,2 \cdot 11 = 13,2 \text{ mm}$$

$$e_2 \geq 1,5 \cdot 11 = 16,5 \text{ mm}$$

$$p_1 \geq 2,2 \cdot 11 = 24,2 \text{ mm}$$

Con estos valores podemos escoger el mínimo valor de alfa (α) con las definiciones ...:

$$\alpha = \begin{cases} \frac{e_1}{3 \cdot d_0} = \frac{13,2}{3 \cdot 11} = 0,4 \\ \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4} = \frac{24,2}{3 \cdot 11} - \frac{1}{4} = 0,48 \\ \frac{\sigma_R}{\sigma_R^M} = \frac{800}{750} = 1,07 \\ 1 \end{cases}$$

Vemos que el valor más pequeño de todos es el $\alpha = 0,4$. Con estos datos podemos obtener la resistencia al aplastamiento con la fórmula ...:

$$F_R^A = \frac{2,5 \cdot 0,4 \cdot 750 \cdot 65 \cdot 10}{1,25} = 390000 \text{ N} = 390 \text{ kN}$$

La tensión límite a rotura del material de la pieza es $\sigma_{Rm} = 750 \text{ MPa}$, el diámetro del tornillo es de $d = 10 \text{ mm}$ y el espesor más pequeño del empalme es de $t = 65 \text{ mm}$.

Como podemos ver se cumple la condición ... y eso sin tener en cuenta que los 25 kN se reparten entre dos (2) tornillos:

$$F_R^A \geq F \rightarrow 390 \geq 25 \Rightarrow OK!$$

En definitiva, necesitaremos dos tornillo $n = 2$ M10 calidad 8.8 con un vástago de $l = 270 \text{ mm}$ de largo.

$$2 \times M10 \times 270 - 8.8$$

14.1.9.3. Tapa de rodamientos

Teóricamente no tenemos esfuerzos axiales que se generen en los ejes principales, pero para hacer el cálculo de las uniones atornilladas y determinar los tornillos adecuados haremos la

hipótesis de que el esfuerzo máximo que puede ser aplicado sobre las tapas de los rodamientos corresponde al esfuerzo axial máximo admisible de los rodamientos.

Los tornillos trabajan únicamente a tracción con una carga máxima de $F = 75 \text{ kN}$. Los tornillos propuestos son M10 – 8.8 con una sección resistente de $A = 58 \text{ mm}^2$.

Resistencia a tracción ...:

$$F_R^T = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 58}{1,25} = 33408 \text{ N} = 33,41 \text{ kN}$$

El número de tornillos mínimo necesario es ...:

$$n = \frac{75}{33,41} = 2,24 \Rightarrow n = 3$$

El resultado nos indica que es suficiente con tres (3) tornillos, pero para hacer que la unión sea más fiable y la distribución más uniforme y simétrica instalaremos seis (6) tornillos a lo largo de la circunferencia de la tapa ($n = 6$).

La fuerza aplicada sobre un tornillo es ...:

$$F_t = \frac{75}{6} = 12,5 \text{ kN}$$

Resistencia a punzonamiento ...:

$$F_R^P = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot 750 \cdot 20 \cdot 17}{1,25} = 384530,94 \text{ N} = 384,53 \text{ kN}$$

El diámetro mínimo de la cabeza del tornillo es $d_{\min} = 17 \text{ mm}$, el espesor de la chapa es $t = 20 \text{ mm}$ y la tensión última a rotura es $\sigma_{Rm} = 750 \text{ MPa}$.

Comprobando la relación ...:

$$384,53 \geq 12,5 \Rightarrow OK!$$

Calculamos las distancias mínimas para asegurarnos que la geometría de la pieza permite la disposición de tornillos M10 ...:

$$e_1 \geq 1,2 \cdot 11 = 13,2 \text{ mm}$$

$$e_2 \geq 1,5 \cdot 11 = 16,5 \text{ mm}$$

$$p_1 \geq 2,2 \cdot 11 = 24,2 \text{ mm}$$

Con estos datos podemos situar el taladro sobre la pieza cumpliendo los criterios y la geometría de nuestra pieza lo cumple. El resto de distancias no es relevante.

Con la configuración establecida la unión aguanta de sobras las solicitaciones con tornillos ordinarios M10 de calidad 8.8 de 40 mm de longitud del vástago.

$$6 \times M10 \times 40 - 8.8$$

14.1.9.4. Viga transversal

Usaremos la misma hipótesis que en el apartado anterior y consideraremos que la fuerza axial máxima que puede producirse en la unión atornillada no supera los 75 kN ($F = 75 \text{ kN}$). Con lo que, se genera cargas de esfuerzo cortante en el tornillo en el plano de zona no roscada del vástago.

Proponemos tornillos ordinarios M16 calidad 8.8 con una sección resistente de $A = 157 \text{ mm}^2$. Antes de tomar esta decisión se ha hecho un cálculo con tornillos M10 – 8.8 (consultar apartado de verificaciones).

Fuerza de resistencia a cortante para zona no roscada ...:

$$F_R^C = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 157}{1,25} = 60288 \text{ N} = 60,28 \text{ kN}$$

Número mínimo de tornillos para la unión ...:

$$n = \frac{75}{60,28} = 1,24 \Rightarrow n = 2$$

Necesitaremos dos (2) tornillos en cada extremo de la viga transversal.

Definimos las distancias mínimas requeridas para la ubicación de los taladros ...:

$$e_1 \geq 1,2 \cdot 17 = 20,4 \text{ mm}$$

$$e_2 \geq 1,5 \cdot 17 = 25,5 \text{ mm}$$

$$p_1 \geq 2,2 \cdot 17 = 37,4 \text{ mm}$$

Escogemos el valor alfa (α) para seguir ...:

$$\alpha = \begin{cases} \frac{e_1}{3 \cdot d_0} = \frac{20,4}{3 \cdot 17} = 0,40 \\ \frac{p_1}{3 \cdot d_0} - \frac{1}{4} = \frac{37,4}{3 \cdot 17} - \frac{1}{4} = 0,48 \\ \frac{\sigma_R}{\sigma_R^M} = \frac{800}{750} = 1,07 \\ 1 \end{cases}$$

Nos quedamos con $\alpha = 0,40$ y calculamos la resistencia a aplastamiento ...:

$$F_R^A = \frac{2,5 \cdot 0,4 \cdot 750 \cdot 16 \cdot 10}{1,25} = 96000 \text{ N} = 96 \text{ kN}$$

El diámetro del tornillo es $d = 16 \text{ mm}$, el espesor de chapa es de $t = 10 \text{ mm}$ debido a la ranura para la cabeza del tornillo Allen y el material de la pieza tiene una tensión límite a fractura de 750 MPa.

Determinamos la fuerza aplicada sobre cada tornillos por separado:

$$F_t = \frac{75}{2} = 32,5 \text{ kN}$$

Y comparamos con la resistencia ...:

$$96 \geq 32,5 \Rightarrow OK!$$

La unión con tornillos escogidos y con la cantidad decidida resiste la solicitud.

$$2 \times M16 \times 60 - 8.8$$

14.1.9.5. Viga central

Calculamos el momento flector que se produce en el punto A con la expresión ...:

$$M_f^A = 13000 \cdot \frac{0,05}{2} = 650 \text{ N}$$

Ahora con la definición ... obtenemos la fuerza de tracción:

$$F_T = \frac{2 \cdot 650}{0,025} = 52000 \text{ N} = 52 \text{ kN}$$

Para el cálculo de resistencia proponemos cuatro (4) tornillos M10 – 8.8, ya conocidos de apartados anteriores. Se ha elegido la cantidad de cuatro (4) tornillos por motivos de rigidez de la unión

Resistencia a cortante con la fórmula ...:

$$F_R^C = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 58}{1,25} = 22270 \text{ N} = 22,27 \text{ kN}$$

Si comprobamos la cantidad de tornillos que se requieren para resistir la carga aplicada con la definición ... obtenemos:

$$n = \frac{13}{22,27} = 0,58 \rightarrow n = 1$$

Teóricamente, con un único tornillo la unión resiste de sobras, pero por motivos de rigidez y fijación de la unión se ha decidido tomar cuatro (4) tornillos ($n = 4$).

Resistencia al aplastamiento mediante la expresión ...:

$$F_R^A = \frac{2,5 \cdot 0,4 \cdot 750 \cdot 20 \cdot 10}{1,25} = 120000 \text{ N} = 120 \text{ kN}$$

Para calcular la resistencia al aplastamiento cogemos los datos de los apartados anteriores, excepto el espesor de chapa que en este caso vale $t = 20 \text{ mm}$.

El material de la pieza aguanta de sobras el aplastamiento producido por el tornillo.

Resistencia a tracción a partir de la ecuación ...:

$$F_R^T = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 58}{1,25} = 33408 \text{ N} = 33,41 \text{ kN}$$

Determinamos el número de tornillos mínimo para resistir la carga aplicada ...:

$$n = \frac{52}{33,41} = 1,56 \rightarrow n = 2$$

Para resistir la fuerza de tracción necesitaremos como mínimo dos (2) tornillos, pero como ya hemos escogido cuatro ($n = 4$) para nuestra unión atornillada no hay problemas.

Resistencia a punzonamiento se calcula con la expresión ...:

$$F_R^P = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot 750 \cdot 20 \cdot 17}{1,25} = 384530,94 \text{ N} = 384,53 \text{ kN}$$

El espesor de chapa es $t = 20 \text{ mm}$, el diámetro mínimo de la cabeza del tornillo es $d = 17 \text{ mm}$ y los demás datos son conocidos.

Vemos que la chapa aguanta, perfectamente, la fuerza de punzonamiento, consecuencia de la carga de tracción aplicada sobre los tornillos.

Para acabar de calcular la resistencia de la unión atornillada necesitamos comprobar que los tornillos resisten la acción conjunta de tracción y cortante. Para ello, tenemos que determinar las fuerzas resistentes de los cuatro (4) tornillos conjuntamente:

$$F_{R \text{ total}}^C = 4 \cdot F_R^C = 4 \cdot 22,27 = 89,08 \text{ kN}$$

$$F_{R \text{ total}}^T = 4 \cdot F_R^T = 4 \cdot 33,4 = 133,60 \text{ kN}$$

Ahora, aplicando la definición ... verificamos si la unión resiste:

$$\frac{13}{89,08} + \frac{52}{1,4 \cdot 133,6} \leq 1 \rightarrow 0,42 \leq 1 \Rightarrow OK!$$

Queda confirmado que la unión atornillada con configuración escogida resiste la acción conjunta de esfuerzos de tracción y cortante.

14.1.10. Chavetas

14.1.10.1. Eje principal

Sabemos que el diámetro del eje donde van instaladas las chavetas es de $d = 233 \text{ mm}$. Consultando las tablas del catálogo de "OPAC" vemos que las dimensiones de la chaveta para el eje seleccionado son $56 \times 32 \text{ mm}$ ($h = 32 \text{ mm}$ y $b = 56 \text{ mm}$). De los apartados anteriores tenemos el par a transmitir $M_t = 101,1 \text{ kN}\cdot\text{m}$.

Con todos estos datos calculamos la fuerza que se aplica a la chaveta con la expresión ...:

$$F = \frac{2 \cdot 101,1 \cdot 10^3}{0,233} = 867811,16 \text{ N} = 867,81 \text{ kN}$$

Calculamos la longitud considerando que la chaveta está sometida a aplastamiento con la ecuación ...:

$$l_{comp} \geq \frac{2 \cdot 867,81 \cdot 10^3 \cdot 2}{32 \cdot 600} = 180,79 \text{ mm}$$

Calculamos la longitud considerando que la chaveta está sometida a cortadura con la ecuación ...:

$$l_{cort} \geq \frac{867,81 \cdot 10^3 \cdot 2}{56 \cdot 600} = 51,65 \text{ mm}$$

Como factor de seguridad consideramos que se producen cargas de choques ligeros y tomamos el valor medio de $FS = 2$. Para la tensión de fallo hemos tomado el límite de fluencia que nos facilita el fabricante para sus chavetas de acero inoxidable de valor $\sigma_F = 900 \text{ MPa}$.

Debido a que el eje transmite un par muy elevado hemos tomado la decisión de instalar dos chavetas con una distribución de 180° . De modo que, la fuerza aplicada sobre la chaveta se divide entre dos (2):

$$F = \frac{867,81}{2} = 433,91 \text{ kN}$$

Si volvemos a calcular las longitudes según las expresiones anteriores con el nuevo valor de fuerza aplicada obtendremos los siguientes valores:

$$l_{comp} \geq 90,42 \text{ mm}$$

$$l_{cort} \geq 25,83 \text{ mm}$$

Nos quedamos con el valor más grande de los dos y buscamos en el catálogo de "OPAC" la longitud más cercana a la calculada pero no inferior.

$$l = 160 \text{ mm}$$

14.1.10.2. Guía

Los alojamientos de los rodamientos se deslizan sobre las vigas horizontales que disponen de unas chavetas que sirven de guías. A pesar de no realizar plenamente la función de chavetas las aproximaremos a una chaveta plana.

En cada viga tendremos dos chavetas, una para cada alojamiento, que sirven de guía y, además, resisten la posible fuerza axial que puede generarse en los rodamientos proveniente del acoplamiento dentado.

Las chavetas no tienen ningún par a transmitir pero sí que deben resistir la fuerza axial. Consideramos que dicha fuerza tiene valor de fuerza axial máxima permisible de los rodamientos $F = 75 \text{ kN}$. Como perfil de chaveta proponemos unas dimensiones que sean adecuadas para nuestro diseño y será 40×22 ($b = 40 \text{ mm}$ y $h = 22 \text{ mm}$).

Calculamos la longitud de la chaveta según la resistencia a aplastamiento con la fuerza considerada ...:

$$l_{comp} \geq \frac{2 \cdot 75 \cdot 10^3 \cdot 2}{22 \cdot 120} = 113,64 \text{ mm}$$

Como tensión de fallo tomamos el valor de 120 MPa aconsejado.

Calculamos la longitud de la chaveta según la resistencia a cortadura con la fuerza considerada ...:

$$l_{cort} \geq \frac{75 \cdot 10^3 \cdot 2}{40 \cdot 80} = 46,88 \text{ mm}$$

Como tensión de fallo tomamos el valor de 80 MPa aconsejado.

Nos quedamos con el mayor valor de los dos casos $l \geq 114 \text{ mm}$ y consultando el catálogo vemos que la longitud estándar más cercana es $l = 120 \text{ mm}$.

Ya que vamos a usar éstas chavetas como guías no es suficiente que sean de 120 milímetros de largo, así que, escogemos chavetas de 400 milímetros de largo.

14.1.11. Cola de milano

Para los dos casos de resistencia vamos a tomar el momento torsor producido en el rodillo de compactación de valor $M_t = 101,1 \text{ kN}\cdot\text{m}$.

Con la expresión ... calculamos la fuerza aplicada sobre la chaveta:

$$F = \frac{2 \cdot 101,1 \cdot 10^3}{0,5} = 404400 \text{ N} = 404,4 \text{ kN}$$

Vamos a aprovechar totalmente la longitud del rodillo de compactación para instalar la chaveta. De modo que, la chaveta tendrá una longitud de $l = 300 \text{ mm}$. Esta vez no tenemos que calcular la longitud de la chaveta, sino su base (b) y su altura (h).

La altura (h) se aísla de la expresión ... quedando:

$$h \geq \frac{2 \cdot F \cdot FS}{l \cdot \sigma_{fallo}} = \frac{2 \cdot 404,4 \cdot 10^3 \cdot 2}{300 \cdot 600} \rightarrow h \geq 8,98 \text{ mm}$$

La base (b) se puede aislar de la ecuación ... y tenemos:

$$b \geq \frac{F \cdot FS}{l \cdot \tau_{fallo}} = \frac{404,4 \cdot 10^3 \cdot 2}{300 \cdot 600} \rightarrow b \geq 4,49 \text{ mm}$$

Nos guiaremos por el criterio de la altura (h) ya que es más restrictivo. En el catálogo buscamos la altura más próxima y es de $h = 10 \text{ mm}$ con un base de $b = 16 \text{ mm}$. Tenemos que comprobar la resistencia de la chaveta para determinar la longitud exacta que tendrá.

Calculamos la longitud para aplastamiento según la expresión ...:

$$l_{comp} \geq \frac{2 \cdot 404,4 \cdot 10^3 \cdot 2}{10 \cdot 600} = 269,6 \text{ mm}$$

Calculamos la longitud para cortadura según la expresión ...:

$$l_{cort} \geq \frac{404,4 \cdot 10^3 \cdot 2}{16 \cdot 600} = 84,25 \text{ mm}$$

Para los dos casos hemos tomado como tensión de fallo el valor de tensión de fluencia proporcionado por el fabricante de 600 MPa. En el catálogo encontramos el valor más próximo de $l = 280 \text{ mm}$, que se adapta muy bien a nuestro diseño. Según el fabricante, la parte de la chaveta que entra en el chavetero tiene que ser de 4 mm ($h = 4 \text{ mm}$).

Ahora calculamos el resto de medidas con las expresiones ...:

$$a = b + h = 16 + 4 = 20 \text{ mm}$$

$$m = b + 4,62 = 16 + 4,62 = 20,62 \text{ mm}$$

$$H \rightarrow \text{Tabla} \Rightarrow H = 4,5$$

$$A \rightarrow \text{Tabla} \Rightarrow A = 16 + 1 = 17 \text{ mm}$$

$$R \rightarrow \text{Tabla} \Rightarrow R = 0,25 \text{ mm}$$

14.1.12. Sistema hidráulico

Sabemos que el diámetro interior del cilindro hidráulico escogido es de 130 mm. Calculamos el área de trabajo:

$$A = \pi \cdot \frac{0,13^2}{4} = 0,01327 \text{ m}^2$$

Conociendo la velocidad de avance del vástago del pistón ($V = 0,05 \text{ m/s}$) y el área interna del cilindro determinamos el caudal necesario con la expresión ...:

$$Q = 0,01327 \cdot 0,05 = 6,635 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} = 0,6635 \text{ l/s} = 39,81 \text{ l/min}$$

La presión del cilindro hidráulico la determinamos con la fórmula ...:

$$P = \frac{600 \cdot 10^3}{0,01327} = 45,21 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx 450 \text{ bar}$$

Procedemos con el cálculo de pérdidas de carga. Tenemos en total cuatro (4) válvulas direccionales y dos (2) válvulas de regulación de caudal. Si consultamos la tabla ... encontramos que para las válvulas direccionales teniendo una forma de corredera E que vaya de P a A o de P a B corresponde la curva 5. Si trabajamos a un caudal aproximado de 40 l/min vemos que las pérdidas son de 5 bar. Mientras tanto, para las válvulas reguladoras de caudal, consultando la tabla ... vemos que para un caudal de 40 l/min corresponden 6 bar de pérdida. De modo que, las pérdidas, según la expresión ..., son:

$$P_{perd} = 4 \cdot 5 + 2 \cdot 6 = 32 \text{ bar}$$

Aplicando la ecuación ... obtenemos la presión total requerida para hacer funcionar el sistema:

$$P_{total} = 450 + 32 = 482 \text{ bar}$$

Calculamos la cilindrada (volumen de suministro) que debe tener nuestra bomba con la expresión ...:

$$C = \frac{39,81}{0,93 \cdot 1500 \cdot 10^{-3}} = \frac{39,81}{0,93 \cdot 1,5} = 28,54 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

Ahora sabemos que la central hidráulica necesaria debe proporcionar un caudal de 40 l/min, generar una presión de 482 bar y garantizar un volumen de suministro de 28,54 cm³/rev.

Falta calcular el diámetro interior de las mangueras que se van usar en el sistema hidráulico. Para ello consultamos la tabla ... fijandonos en los conductos de presión trabajando entre 100 y 300 bar y vemos que el valor de velocidad recomendada va de 4,5 a 6 m/s. Cogemos el valor medio de 5,25 m/s y usamos la ecuación ... obteniendo lo siguiente:

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,635 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 5,25}} = 0,01268 \text{ m} = 12,68 \text{ mm}$$

Consultando los diámetros interiores normalizados de mangueras hidráulicas vemos que el valor más cercano es el de 12,7 mm que corresponde a 1/2".

14.1.13. Producción

En cada segmento del molde tenemos 4 células a lo largo del perímetro y 6 células a lo ancho del tambor de compactación. Haciendo la multiplicación obtenemos 24 células por segmento, y teniendo en cuenta que son 10 segmentos obtenemos un total de 240 células por rodillo.

$$N = 6 \cdot 4 \cdot 10 = 240 \text{ briquetas}$$

La velocidad nominal de rotación de los rodillos de compactación es de 13 rpm (tener en cuenta que dependiendo del producto usado la velocidad será más elevada o más reducida). Calculamos la producción nominal de la briquetadora mediante la expresión ...:

$$P_n = 240 \cdot 13 = 3120 \text{ briquetas} / \text{min}$$

Determinamos el peso de la briketa para seguir con el cálculo. A modo de ejemplo cogeremos la densidad del yeso ($\rho = 2,5 \text{ tn/m}^3$) ya que se parece mucho al producto usado en la empresa "EMSA". El volumen de la briketa es conocido $V = 20 \text{ cm}^3$ y podemos obtener el peso de ésta mediante la fórmula ...:

$$m = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5 \cdot 10^3 = 0,05 \text{ kg} = 50 \text{ g}$$

Hemos pasado todas las unidades a metros y a kilogramos. Resulta que cada briketa pesa 50 gramos.

Sabiendo la masa de la briketa podemos calcular la producción en kg/min de nuestra máquina con la ecuación ...:

$$P = 3120 \cdot 0,05 = 156 \text{ kg} / \text{min}$$

Si pasamos la producción a kilogramos por hora obtenemos lo siguiente:

$$P = 156 \cdot 60 = 9360 \text{ kg} / \text{h} = 9,36 \text{ tn} / \text{h}$$

De modo que, la producción de la briquetadora es de 9360 kg (o 9,36 toneladas) por hora de trabajo.

14.2. Comprobaciones y cálculo de dimensionado

14.2.1. Pieza que enlaza el pasador

14.2.1.1. Espesor $t = 50$ mm

Según el diseño de nuestras piezas, tenemos vigas con espesor $t = 50$ mm y $t = 100$ mm.

Calculamos la distancia (a) al borde perpendicular según la expresión ...:

$$a \geq \frac{1,05 \cdot 600 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,05 \cdot 580 \cdot 10^6} + \frac{2 \cdot 0,045}{3} = 0,0408 \text{ m} = 40,86 \text{ mm}$$

Calculamos la distancia (c) al borde paralelo según la expresión ...:

$$c \geq \frac{1,05 \cdot 600 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,05 \cdot 580 \cdot 10^6} + \frac{0,045}{3} = 0,0258 \text{ m} = 25,86 \text{ mm}$$

14.2.1.2. Espesor $t = 100$ mm

Calculamos la distancia (a) al borde perpendicular según la expresión ...:

$$a \geq \frac{1,05 \cdot 600 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,1 \cdot 580 \cdot 10^6} + \frac{2 \cdot 0,045}{3} = 0,0354 \text{ m} = 35,43 \text{ mm}$$

Calculamos la distancia (c) al borde paralelo según la expresión ...:

$$c \geq \frac{1,05 \cdot 600 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,1 \cdot 580 \cdot 10^6} + \frac{0,045}{3} = 0,0204 \text{ m} = 20,43 \text{ mm}$$

Como era de esperar, los valores más grandes de a y c se obtienen con el espesor más pequeño ($t = 50$ mm). Aproximamos las distancias a unos valores que no sean más cómodos de manejar:

$$a \geq 40,86 \text{ mm} \Rightarrow a = 45 \text{ mm}$$

$$c \geq 25,86 \text{ mm} \Rightarrow c = 30 \text{ mm}$$

Estos valores serán nuestras distancias definitivas y se deben cumplir en el diseño de nuestras piezas que van unidas mediante pasador.

14.2.2. Vaso del cilindro hidráulico

Teniendo un ancho total de la viga vertical de 250 mm y un diámetro del vaso de 215 mm nos queda poco espacio para hacer los taladros de la unión atornillada.

$$e = \frac{250 - 215}{2} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ mm} \Rightarrow KO !$$

17,5 mm de espacio al rededor del vaso para los tornillos es insuficiente.

14.2.3. Viga horizontal

Comprobamos que con la configuración actual la barra resiste.

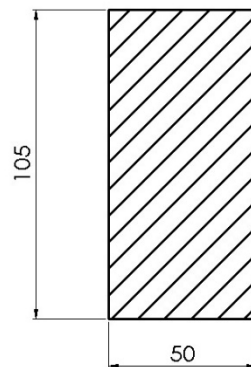


Figura 3.48. Geometría de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

La viga trabaja a tracción y por ese motivo aplicamos la ley del axil:

$$\sigma = \frac{600 \cdot 10^3}{0,05 \cdot 0,105} = 114,29 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 114,3 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad será:

$$FS = \frac{580}{115} = 5,07 \Rightarrow OK!$$

La viga queda sobredimensionada pero no lo podemos cambiar por criterios de diseño y geometría.

14.2.4. Viga vertical con taladros

Comprobamos la resistencia a flexión con una sección que habíamos definido previamente como la que se muestra a continuación:

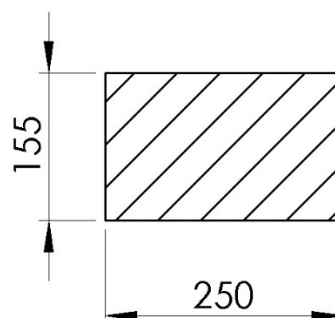


Figura 3.49. Geometría de la sección rectangular maciza en mm (Fuente: propia)

El momento flector máximo ya está calculado en el apartado ... y tiene valor de:

$$M_f^{\max} = 112,5 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

La fibra neutra queda:

$$y = \frac{0,155}{2} = 0,0775 \text{ m}$$

El momento de inercia de la barra es:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,25 \cdot 0,155^3 = 7,76 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

De modo que, la tensión máxima que se produce en la viga vale:

$$\sigma_{\max} = \frac{112,5 \cdot 10^3}{7,76 \cdot 10^{-5}} \cdot \frac{0,155}{2} = 112,36 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 112,36 \text{ MPa}$$

El factor de concentración de tensiones es:

$$\left. \begin{aligned} d/h &= \frac{95}{155} = 0,61 \\ d/W &= \frac{95}{250} = 0,38 \end{aligned} \right\} K_t = 1,80$$

Con el programa excel se obtiene lo siguiente:

	A	B	C	D	E	F
1	Flexión en pletina con taladro					
2						
11	Datos					
12	W	250	mm			
13	d	95	mm			
14	h	155	mm			
15	Resultados					
16	d/h	0,613				
17	A	2,41512				
18	b	-0,77559				
19	d/W	0,38000				
20	Kt	1,799				
21						
22						

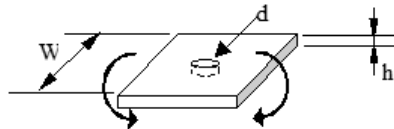


Diagrama de una pletina con un taladro. Las dimensiones mostradas son: W (anchura), d (diámetro del taladro) y h (espesor de la pletina). Se indican flechas de tensión y momentos de flexión.

Figura 3.50. Cálculo de concentrador de tensiones con hoja excel (Fuente: propia)

Calculamos la tensión real:

$$\sigma_{\text{real}} = 1,80 \cdot 112,36 = 202,25 \text{ MPa}$$

Verificamos el factor de seguridad:

$$FS = \frac{580}{202,25} = 2,86 \Rightarrow \text{OK!}$$

La viga resiste de sobras la tensión producida, incluso está bastante sobredimensionada respecto nuestras solicitaciones. En conclusión, tenemos que buscar otra geometría que sea más óptima en el sentido de resistencia y uso de material.

14.2.5. Viga transversal

Verificamos la resistencia de la viga transversal con la geometría de la sección rectangular siguiente:

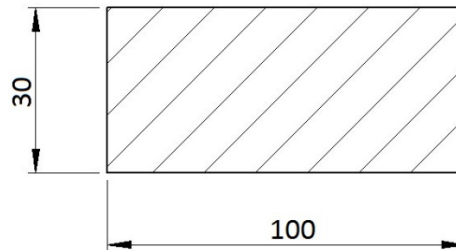


Figura 3.51. Sección rectangular maciza de una viga transversal (Fuente: propia)

El momento de inercia es:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot 0,1 \cdot 0,03^3 = 2,25 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

La distancia a la fibra neutra vale:

$$y = \frac{0,03}{2} = 0,015 \text{ m}$$

La tensión máxima será:

$$\sigma_{\max} = \frac{1525}{2,25 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,03}{2} = 101,70 \cdot 10^6 \text{ Pa} \approx 102 \text{ MPa}$$

Comprobamos el factor de seguridad:

$$FS = \frac{580}{102} = 5,68 \Rightarrow OK!$$

La resiste de sobras con la geometría establecida.

14.2.5.1. Momento torsor

Calculamos el momento torsor que se produce en la viga con el coeficiente de fricción del carbono en polvo.

Coeficiente de fricción del carbono en polvo sobre acero:

$$\mu_{\text{prod}} = 1,00$$

Fuerza de rozamiento:

$$F_{f_{\text{tamb}}} = 2400 \cdot 10^3 \cdot 1,00 = 2400 \cdot 10^3 \text{ N} = 2400 \text{ kN}$$

Momento torsor total:

$$M_t = (0,026 + 4,320 + 24000) \cdot \frac{0,5}{2} = 601,086 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

14.2.6. Verificaciones geométricas

14.2.6.1. Viga V

La altura (a) de la viga se obtiene a partir de los resultados del apartado ... perteneciente al cálculo de la pieza que enlaza al pasador. Se expresa como la suma de las distancias (c) al borde paralelo a la dirección de la carga aplicada y del diámetro del taladro para el pasador (d_0):

$$a = c + c + d_0 = 2c + d_0 \rightarrow a = 2 \cdot 40 + 45 = 125 \text{ mm}$$

14.2.6.2. Viga H

La largada (L) entre los puntos de unión se obtiene a partir de la suma de la largada del alojamiento ($l = 500 \text{ mm}$) y las dos mitades de la altura (a) de la viga horizontal:

$$L = \frac{a}{2} + \frac{a}{2} + l = a + l \rightarrow a = 125 + 500 = 625 \text{ mm}$$

14.2.6.3. Geometría equivalente vaso pistón

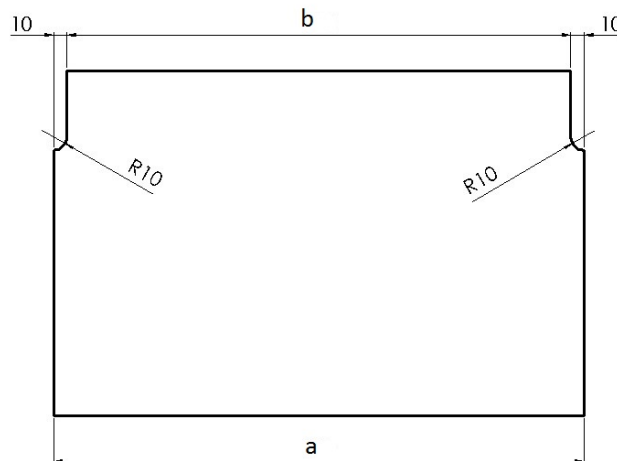


Figura 3.52. Dimensiones de la geometría equivalente en mm (Fuente: propia)

La longitud a corresponde al perímetro de la circunferencia de diámetro exterior (d_e) y se calcula mediante:

$$a = p = 2 \cdot \pi \cdot r = \pi \cdot d = \pi \cdot 175 = 549,78 \text{ mm} \approx 550 \text{ mm}$$

Sabemos que el diámetro de la ranura es de 20 mm, y si la línea de corte pasa por el medio de ésta nos quedamos con 10 mm en cada lado. Con lo cual, la longitud b queda:

$$b = 550 - 10 - 10 = 530 \text{ mm}$$

Los radios de los saltos corresponden al radio de la ranura ($r = 10 \text{ mm}$).

14.2.6.4. Pieza que enlaza el pasador

Tenemos un ancho total de la viga de 250 milímetros y los elementos de la viga vertical que abrazan los extremos de la viga horizontal tiene un espesor de 100 milímetros. De modo que, el espesor de los extremos de la viga horizontal será:

$$t = 250 - 100 - 100 = 50 \text{ mm}$$

14.2.6.5. Viga transversal

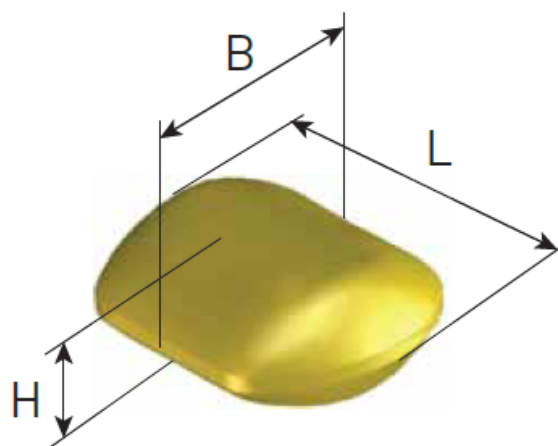
La longitud entre los puntos de apoyo es:

$$L = 660 - \frac{50}{2} - \frac{50}{2} = 610 \text{ mm}$$

Los 50 mm pertenecen a la anchura de la viga horizontal y los 660 mm a la separación total entre las dos vigas horizontales.

14.2.6.6. Briqueta Opción I

Queremos distribuir las células de las briquetas por todo el perímetro y por todo el largo del rodillo de compactación. Köppern ofrece la siguiente tabla con las dimensiones estandarizadas de las briquetas:



Volumen nominal cm ³	L mm	B mm	H mm
1,5	16	20	10
3	26	21	13
5	30	24	17
10	33	30	20
20	46	34	25
60	62,5	53	34

Figura 3.53. Dimensiones de la briqueta en mm (Fuente: Köppern)

Aproximaremos las dimensiones de nuestras briquetas a las de Köppern de modo que se adapten al tamaño de nuestros rodillos.

Para empezar, vamos a escoger unas dimensiones de la tabla para ver como queda la distribución de las briquetas en el rodillo. La opción escogida es 33×30 mm. También dejaremos un margen en los laterales que será de 10 mm y una separación entre cada briqueta de 5 mm.

Calculamos el número de briquetas que cabe a lo largo ($l = 300$ mm) del rodillo:

$$n_l = \frac{300 - 2 \cdot 10 + 5}{33 + 5} = 7,5$$

Con los márgenes y las dimensiones escogidas caben siete (7) briquetas y media.

Si modificamos levemente la geometría de la briqueta y cogemos una $L = 35$ mm:

$$n_l = \frac{300 - 2 \cdot 10 + 5}{35 + 5} = 7,125$$

Nos acercamos a un valor entero, con lo cual, aprovechamos más eficazmente la superficie útil del rodillo.

Si imponemos un máximo de siete (7) briquetas a lo largo del rodillo con una $l = 35$ mm y con una separación entre briquetas de $x = 5$ mm, las distancias al borde serán diferentes:

$$z = \frac{300 - 7 \cdot 35 - 6 \cdot 5}{2} = 12,5 \text{ mm}$$

A la hora de distribuir las briquetas perimetralmente tenemos que especificar un radio a partir del cual determinaremos el perímetro. Primero, vamos a probar con un radio $R = 249$ mm y dividiremos el rodillo en diez (10) segmentos iguales.

El perímetro del tambor queda:

$$p = 2 \cdot \pi \cdot r = \pi \cdot d = \pi \cdot 249 = 1564,51 \text{ mm}$$

Si dividimos el perímetro entre 10 segmentos la longitud de cada segmento será:

$$p_s = \frac{1564,51}{10} = 156,45 \text{ mm}$$

Entre cada briqueta tenemos una separación de 5 mm, por lo tanto, en los extremos necesitamos tener 2,5 mm para que sumen 5 mm.

La cantidad de briquetas que puede ubicarse en el perímetro del segmento es:

$$n_p = \frac{156,45 - 2 \cdot 2,5 + 5}{30 + 5} = 4,47 \text{ mm}$$

Vemos obtenemos un número con decimales que, además, no se acerca a ningún número entero. Por lo que, vamos a introducir un perímetro que nos sea cómodo y a partir de allí determinamos el radio del tambor de compactación.

Probamos con $p = 1560$ mm y calculamos el radio del tambor:

$$R = \frac{p}{2 \cdot \pi} = \frac{1560}{2 \cdot \pi} = 248,28 \text{ mm}$$

Dividido el rodillo en 10 segmentos tenemos:

$$p_s = \frac{1560}{10} = 156 \text{ mm}$$

Calculamos las células que caben en el perímetro del rodillo entero con $B = 30 \text{ mm}$:

$$n_p = \frac{1560}{30+5} = 44,57$$

Probamos con $B = 34$ para que de un número entero:

$$n_p = \frac{1560}{34+5} = 40$$

Obtenemos 40 células repartidas de manera igual a lo largo del perímetro del rodillo de compactación.

Calculamos la cantidad de células que caben a lo largo del rodillo con $L = 45 \text{ mm}$, $z = 10 \text{ mm}$ y $x = 5 \text{ mm}$:

$$n_l = \frac{300 - 2 \cdot 10 + 5}{45 + 5} = 5,7$$

Si proponemos 6 células manteniendo $x = 5 \text{ mm}$, el margen a los bordes del rodillo será:

$$z = \frac{300 - 6 \cdot (44 + 5) + 5}{2} = 5,5 \text{ mm}$$

En definitiva, tendremos diez (10) segmentos en total, cada uno con seis (6) células a lo largo del rodillo de compactación y cuarenta (40) distribuidos según el perímetro del rodillo.

14.2.7. Verificaciones de masa

14.2.7.1. Viga horizontal

El volumen es:

$$V = 0,105 \cdot 0,25 \cdot 1,285 = 0,0337 \text{ m}^3$$

Sabiendo la densidad obtenemos la masa:

$$m = (0,105 \cdot 0,25 \cdot 1,285) \cdot 7900 = 266,47 \text{ kg}$$

14.2.7.2. Viga vertical

El volumen:

$$V = 0,25 \cdot 0,155 \cdot 0,808 = 0,0313 \text{ m}^3$$

La masa viene dada por:

$$m = (0,25 \cdot 0,155 \cdot 0,808) \cdot 7900 = 247,27 \text{ kg}$$

14.2.7.3. Viga central

Volumen:

$$V = 0,542 \cdot 0,15 \cdot 0,02 = 1,63 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Masa:

$$m = (0,542 \cdot 0,15 \cdot 0,02) \cdot 7900 = 12,85 \text{ kg}$$

14.2.7.4. Viga transversal

Volumen:

$$V = 0,66 \cdot 0,1 \cdot 0,02 = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Masa:

$$m = (0,66 \cdot 0,1 \cdot 0,02) \cdot 7900 = 10,43 \text{ kg}$$

14.2.7.5. Eje principal

El volumen se obtiene a partir de la suma de volúmenes de tres (3) cilindros:

$$V = \pi \cdot \frac{0,24^2}{4} \cdot 0,27 + \pi \cdot \frac{0,5^2}{4} \cdot 0,3 + \pi \cdot \frac{0,24^2}{4} \cdot 0,58 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,24^2 \cdot 0,27 + 0,5^2 \cdot 0,3 + 0,24^2 \cdot 0,58) = 0,097 \text{ m}^3$$

Masa del eje principal:

$$m = 0,097 \cdot 7900 = 766,3 \text{ kg}$$

14.2.7.6. Alojamiento + Tapas

Aproximamos el volumen a al volumen de un prisma con un agujero en el centro:

$$V = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 0,25 - \pi \cdot \frac{0,4^2}{4} \cdot 0,2 = 0,037 \text{ m}^3$$

La masa será:

$$m = 0,037 \cdot 7900 = 295,20 \text{ kg}$$

14.2.8. Uniones atornilladas

14.2.8.1. 2 pistones hidráulicos

En este caso tenemos dos pistones en cada viga, por lo tanto, la fuerza aplicada sobre cada unión atornillada es de $F = 600 \text{ kN}$.

Calculamos la resistencia a tracción para tornillos M16 – 10.9:

$$F_R^T = \frac{0,9 \cdot 1000 \cdot 157}{1,25} = 113,04 \text{ kN}$$

El número de tornillos mínimo:

$$n = \frac{600}{113,04} = 5,3 \Rightarrow n = 6$$

Resistencia a punzonamiento de la chapa:

$$F_R^P = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot 900 \cdot 27 \cdot 10}{1,25} = 366435,4 \text{ N} = 366,44 \text{ kN}$$

El diámetro mínimo para un tornillo M16 es $d = 27 \text{ mm}$ y el espesor de la chapa es $t = 10 \text{ mm}$.

La carga aplicada a cada tornillo:

$$F_t = \frac{600}{6} = 100 \text{ kN}$$

Comparamos:

$$366,44 > 100 \Rightarrow OK!$$

Fuerza de pretensado:

$$F_0 = 0,7 \cdot 1000 \cdot 157 = 109900 \text{ N} = 109,9 \text{ kN}$$

Par de apriete:

$$M_t = 0,18 \cdot 16 \cdot 109,9 = 316,51 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Las distancias mínimas de taladros aparecen en el apartado principal de cálculo.

14.2.8.2. Soporte cáncamo

Cálculo con M16 – 8.8 y $A = 157 \text{ mm}^2$.

Resistencia a cortante:

$$F_R^C = \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 800 \cdot 157}{1,25} = 120576 \text{ N} = 120,57 \text{ kN}$$

Número mínimo de tornillos:

$$n = \frac{25}{120,57} = 0,2 \Rightarrow n = 1$$

Como mínimo sirve un tornillo pero nosotros necesitamos dos.

No se procede con el cálculo de resistencia al aplastamiento ya que decidimos reducir el tamaño de los tornillos usados.

14.2.8.3. Viga transversal

Tornillo M10 – 8.8 con $A = 58 \text{ mm}^2$.

Resistencia a cortante:

$$F_R^C = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 58}{1,25} = 22272 \text{ N} = 22,27 \text{ kN}$$

Número de tornillos necesarios:

$$n = \frac{75}{22,27} = 3,36 \Rightarrow n = 4$$

Se requieren cuatro (4) tornillos en cada extremo de la viga cosa que nos imposibilita la ubicación de taladros ya que llevan un ranurado para las cabezas de tornillo Allen y no disponemos de espacio suficiente.

Probamos con tornillos más grandes que sean más resistentes (M16).

14.2.9. Potencia consumida

Sumamos la potencia de los dos motores eléctricos:

$$P_{total} = 160 \text{ kW} + 22 \text{ kW} = 182 \text{ kW}$$

Multiplicamos la potencia total por el número de horas de trabajo al día. Según los operarios de “EMSA” la briquetadora trabaja las 24 horas al día:

$$P_{consum} = 182 \text{ kW} \cdot 24 \text{ horas} / \text{día} = 4368 \text{ kW} \cdot \text{h} / \text{día}$$

14.3. Elementos normalizados

14.4. Hojas de características de materiales

14.5. Otra documentación de interés

14.6. Manual de usuario y pliego de condiciones

14.7. Pláños

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS



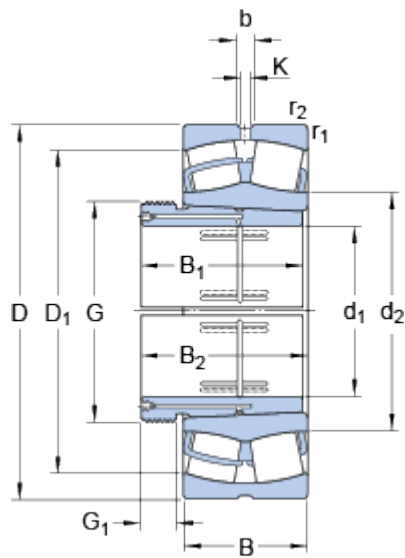
Volumen I

Elementos normalizados

Autor: Anton Volkov
Director: Juan Velázquez Ameijide
Departamento EM
Convocatoria: Octubre 2017

23052 CCK/W33 + AOH 3052

Dimensiones

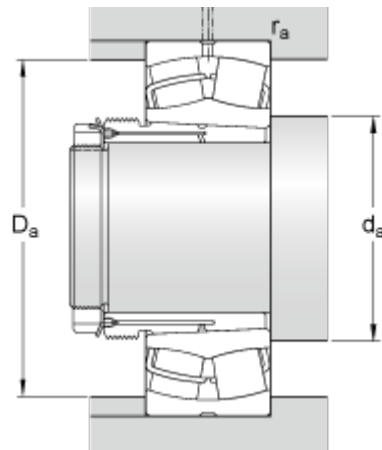


d_1	240	mm
D	400	mm
B	104	mm
d_2	≈ 295	mm
D_1	≈ 360	mm
B_1	128	mm
b	16.7	mm
K	9	mm
$r_{1,2}$	min. 4	mm
G	Tr 280x4	
G_1	23	mm

Dimensions

B_2	135	mm
-------	-----	----

Dimensiones de los resaltes



d_a	min. 267	mm
D_a	max. 385	mm
r_a	max. 3	mm

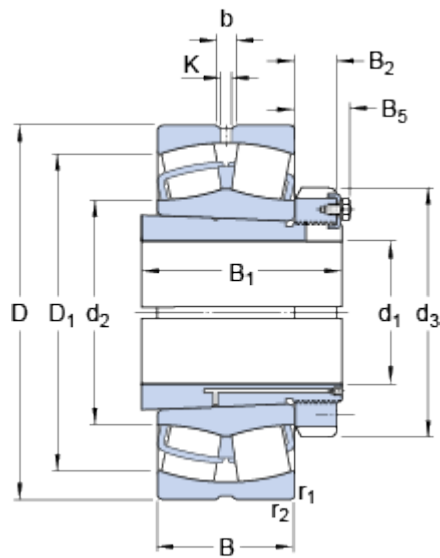
Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	1675	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	2550	kN
Carga límite de fatiga	P_u	212	kN
Velocidad de referencia		1300	r/min
Velocidad límite		1700	r/min
Factor de cálculo	e	0.23	
Factor de cálculo	Y_1	2.9	

Factor de cálculo	Y_2	4.4	
Factor de cálculo	Y_0	2.8	
Masa			
Rodamiento incl. manguito		56.5	kg

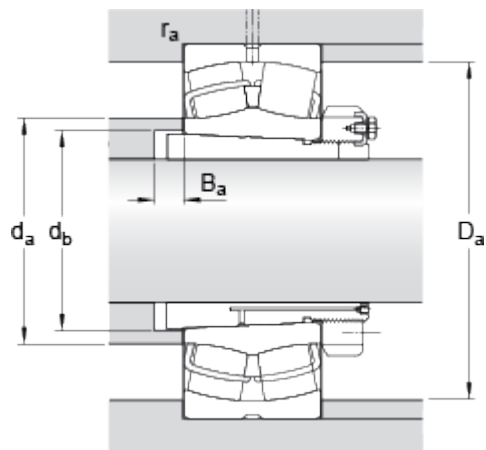
23052 CCK/W33 + OH 3052 H

Dimensiones



d ₁	240	mm
D	400	mm
B	104	mm
d ₂	≈ 295	mm
d ₃	310	mm
D ₁	≈ 360	mm
B ₁	145	mm
B ₂	34	mm
B ₄	34	mm
B ₅	46	mm
b	16.7	mm
K	9	mm
r _{1,2}	min. 4	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	max. 295	mm
d _b	min. 272	mm
D _a	max. 385	mm
B _a	min. 11	mm
r _a	max. 3	mm

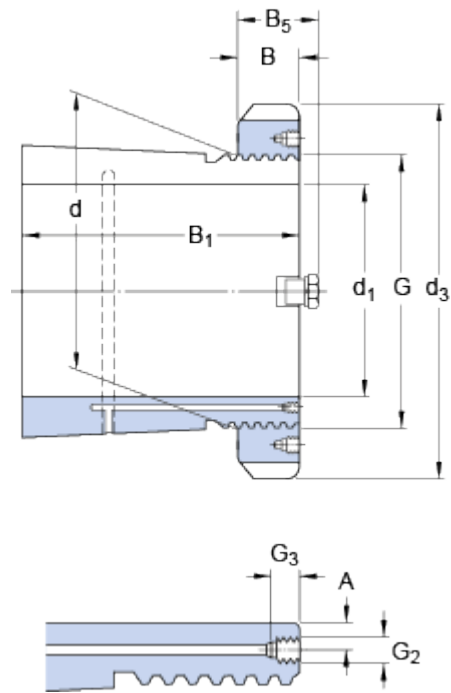
Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	1675	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	2550	kN
Carga límite de fatiga	P _u	212	kN
Velocidad de referencia		1300	r/min
Velocidad límite		1700	r/min
Factor de cálculo	e	0.23	
Factor de cálculo	Y ₁	2.9	
Factor de cálculo	Y ₂	4.4	

Factor de cálculo	Y_0	2.8	
Masa			
Rodamiento incl. manguito		60.5	kg

OH 3052 H

Dimensiones



d ₁	240	mm
d	260	mm
d ₃	310	mm
B ₁	145	mm
B	34	mm
B ₅	46	mm
G	Tr 260x4	
G ₂	M 6	
G ₃	9	mm
A	4.2	mm

Masa

Montaje del manguito de fijación de masa	13.5	kg
--	------	----

Productos correspondientes

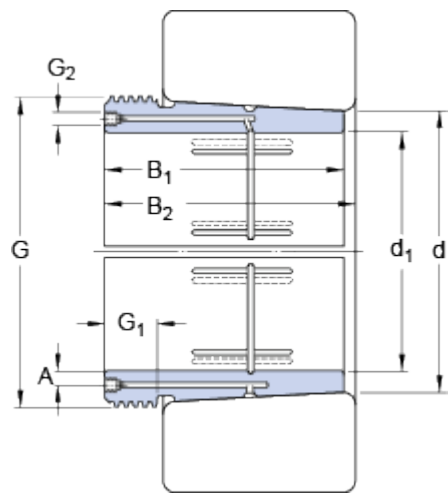
Tuerca de fijación	HM 3052
Dispositivo de fijación	MS 3052-48

Productos adecuados

Tuerca hidráulica	HMV 52 E
-------------------	----------

AOH 3052

Dimensiones



d ₁	240	mm
d	260	mm
B ₁	128	mm
B ₂	135	mm
G	Tr 280x4	
G ₁	23	mm
G ₂	G 1/4	
A	9	mm

Masa

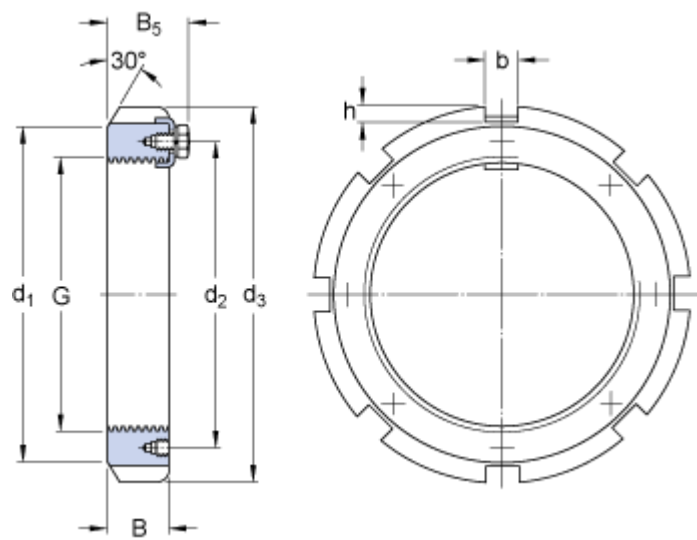
Manguito de desmontaje de masa	9.55	kg
--------------------------------	------	----

Productos adecuados

Tuerca hidráulica	HMV 56 E
Tuerca para extracción	HM 3056

HM 3048

Dimensiones



G	Tr 240x4	
d ₃	290	mm
B	34	mm
d ₁	270	mm
d ₂	253	mm
B ₅	46	mm
b	20	mm
h	10	mm

Masa

Tuerca de fijación de masa	4.5	kg
----------------------------	-----	----

Información de montaje

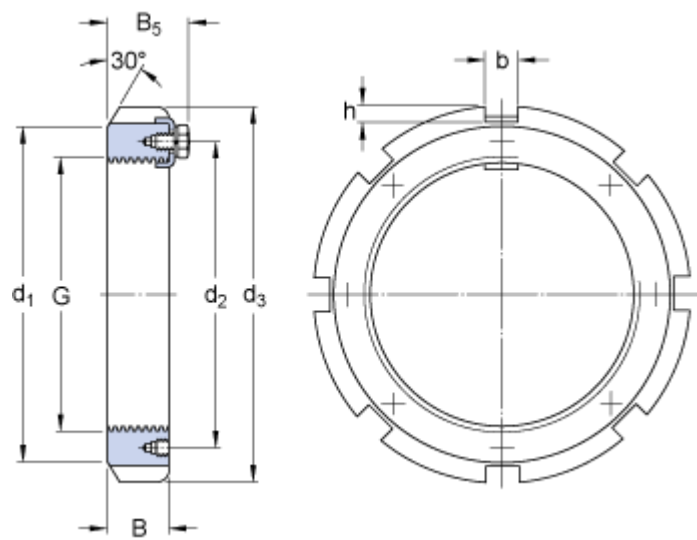
Llave apropiada	TMFN 40-52
-----------------	------------

Productos adecuados

Arandela de fijación	MS 3052-48
----------------------	------------

HM 3052

Dimensions



G	Tr 260x4	
d ₃	310	mm
B	34	mm
d ₁	290	mm
d ₂	273	mm
B ₅	46	mm
b	20	mm
h	10	mm

Mass

Mass lock nut	4.8	kg
---------------	-----	----

Mounting information

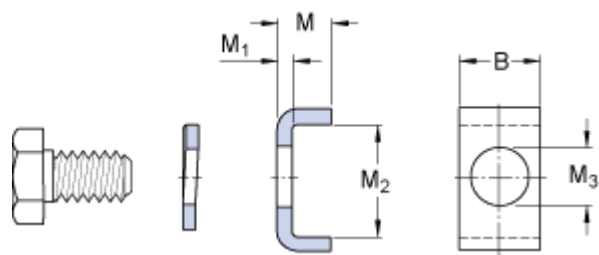
Associated spanner	TMFN 40-52
--------------------	------------

Associated products

Lock washer / Locking clip	MS 3052-48
----------------------------	------------

MS 3052-48

Dimensions



B	20	mm
M	12	mm
M ₁	4	mm
M ₂	17.5	mm
M ₃	9	mm

Mass

Mass locking clip	0.024	kg
-------------------	-------	----

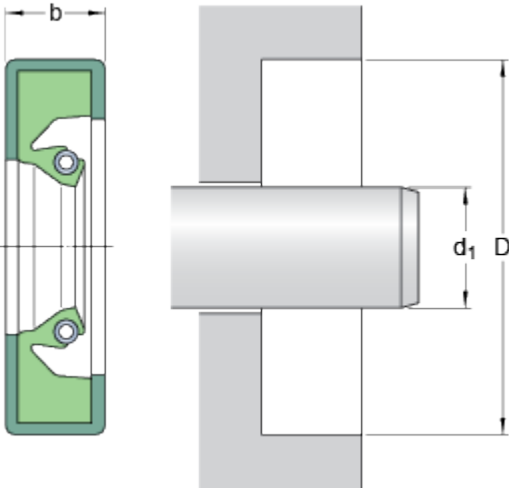
Included products

Hexagonal head bolt	M 8x16
Spring washer in accordance with DIN 128	A 8

240x270x16 HDS1 R

Número de referencia para EE. UU.	590767
Diseño	HDS1
Material del labio	R

Dimensiones



d ₁	240	mm
D	270	mm
b	16	mm

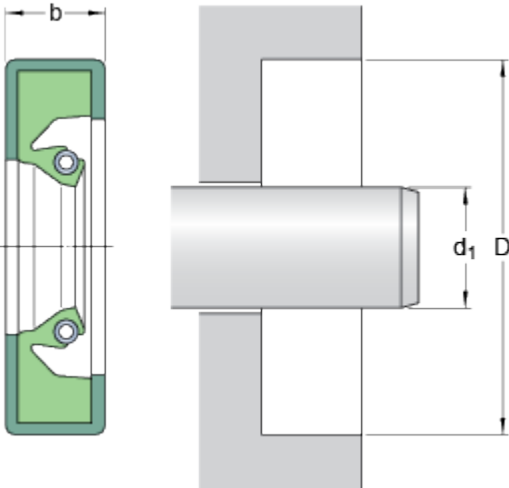
Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.1	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	1989	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	25	m/s

295x335x18 HDS1 R

Número de referencia para EE. UU.	1161300
Diseño	HDS1
Material del labio	R

Dimensiones



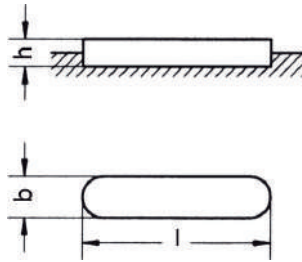
d_1	295	mm
D	335	mm
b	18	mm

Aplicación y condiciones de funcionamiento

Diferencial de presión	max.	0.1	MPa
Temperatura de funcionamiento	min.	-40	°C
Temperatura de funcionamiento	max.	100	°C
Temperatura de funcionamiento, período breve	max.	120	°C
Velocidad de giro	max.	1619	r/min
Velocidad de la superficie del eje	max.	25	m/s



DIN 6885 A



Chaveta paralela de ajuste

Parallel keys

Clavette parallèle d'ajustage

Chaveta paralela de ajuste

Acero C45+C (F-114)

Steel C45+C (F-114)

Acier C45+C (F-114)

Aço C45+C (F-114)

Tolerancia b: h9

b Tolerance: h9

Tolérance b: h9

Tolerância b: h9

Tolerancia h: h9 o h11 según DIN 6880

h Tolerance: h9 or h11 according DIN 6880

Tolérance h: h9 ou h11 suivant DIN 6880

Tolerância h: h9 ou h11 conforme a norma DIN 6880

Resistencia mínima a la tracción: 600 N/mm²Minimum tensile strenght: 600 N/mm²Résistance minimum à la rupture: 600 N/mm²Resistência mínima à tração: 600 N/mm²

- Medidas fuera de norma DIN.
Dimensions outside DIN standard.
Dimensions hors norme DIN
Medidas fora da norma DIN.

Ref: ?

ejemplo
example
exemple
exemplo

Ref. = 51A - **XX** - **XX** - **XXX**
 b h l

DIN 6885 A 8x7x50

Ref. = 51A-8-7-50

También disponibles en acero inoxidable.
Also available in stainless steel.
Également disponible en acier inoxydable.
Também disponíveis em aço inoxidável.



Otras medidas bajo consulta y en stock.
Other dimensions in stock and on request.
Autres dimensions sur demande et en stock.
Outras medidas, disponíveis sob consulta e em estoque.



Las longitudes en negrita son las más utilizadas.
Bold numbers represent the most commonly used lengths.
En noir les dimensions les plus utilisées.
Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.

b	2	3	4	5		6		8		10		12		14		16		18		20		22	
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14
I	06	06	08	12	10	14	•10	18	•12	22	•14	28	•20	36	•25	45	•30	50	•45	56	•55	63	•60
	08	08	10	14	12	16	•12	20	•14	25	•15	32	•22	40	•28	50	•32	56	50	63	56	70	63
	10	10	12	16	14	18	14	22	•15	28	•16	36	•25	45	•30	56	•35	63	•55	70	•60	80	•65
	12	12	14	18	•15	20	•15	25	•16	32	•18	40	28	50	•32	63	•36	70	56	80	63	90	70
	14	14	•15	20	16	22	16	28	18	36	•20	45	•30	56	•35	70	•40	80	•60	90	•65	100	•75
	•15	•15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
	16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	•35	70	40	90	50	100	•65	110	•75	125	•85
	18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	•55	110	70	125	80	140	90
	20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	•30	70	40	90	50	110	56	125	•75	140	•85	160	•95
	•22	22	25	36	28	40	28	50	•30	63	32	80	45	100	•55	125	•60	140	80	160	90	180	100
	•25	25	28	40	•30	45	•30	56	32	70	•35	90	50	110	56	140	63	160	•85	180	•95	200	110
	•28	28	•30	45	32	50	32	63	•35	80	36	100	•55	125	•60	160	•65	180	90	200	100	220	•120
	•30	•30	32	50	•35	56	•35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	•95	220	110	250	125
	•32	32	•35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	•60	160	•65		•75		100		•120		•130
	•35	•35	36		40	70	40	90	45	110	50	140	63		70		80		110		125		140
	•36	36	40		45		45		50		•55		•65		•75		•85		•120		•130		•150
			45		50		50		•55		56		70		80		90		125		140		160
			•50		•55		•55		56		•60		•75		•85		•95		•130		•150		•170
					56		56		•60		63		80		90		100		140		160		180
					•60		•60		63		•65		•85		•95		110		•150		•170		200
					•63		63		•65		70		90		100		•120		160		180		220
					•65		•65		70		•75		•95		110		125		•170		200		250
							70		•75		80		100		•120		•130		180		220		
							•75		80		•85		110		125		140		200				
									•85		90		•120		•130		•150						
									90		•95		125		140		160						
									•95		100		•130		•150		180						
									•100		110		140		160		•200						
									•110		•120		•150		•180								
									•120		•125		•160		•200								
									•125		•130		•180										
									•130		•140												
									•140		•150												
									•150		•160												
									•180		•200												



b	25		28		32		36		40	45	50	56	63	70	80	90	100
h	9	14	10	16	11	18	12	20	22	25	28	32	32	36	40	45	50
I	70	• 65	80	• 75	90	• 85	100	• 95	110	• 120	140	• 160	180	200	220	250	280
	80	70	90	80	100	90	110	100	• 120	125	160	180	200	220	250	280	320
	90	• 75	100	• 85	110	• 95	125	110	125	• 130	180	200	220	250	280	320	360
	100	80	110	90	125	100	140	• 120	• 130	140	200	220	250	280	320	360	400
	110	• 85	125	• 95	140	110	160	125	140	• 150	220	250	280	320	360	400	
	125	90	140	100	160	• 120	180	• 130	• 150	160	250	280	320	360	400		
	140	• 95	160	110	180	125	200	140	160	• 170	280	320	360	400			
	160	100	180	• 120	200	140	220	• 150	• 170	180	320	360	400				
	180	110	200	125	220	• 150	250	160	180	200	360	400					
	200	• 120	220	• 130	250	160	280	• 170	200	220	400						
	220	125	250	140	280	• 170	315	180	220	250							
	250	• 130	280	• 150	315	180	355	200	250	280							
	280	140	315	160	355	200	400	220	280	• 320							
		• 150		• 170		220		250	• 320	• 360							
		160		180		250		280	• 360	400							
		• 170		200		280		320	400								
		180		220		320		360									
		200		250		360		400									
		220		280													
		250		320													
		280															



Código	Tamaño	Elementos de bomba Número	Elementos de bomba Ø (mm)	Volumen de suministro $V_{m\acute{a}x}$ (cm ³ /giro)	Presión de servicio $p_{m\acute{a}x}$ (bar)
20	6012	14	13	14,12	300
21,7	6012	10	16	15,27	160
22	6016	42	8	16,04	550
23	6014	28	10	16,7	450
23,5	6012	14	14	16,37	250
25	6014	20	12	17,18	350
26,5	6012	14	15	18,79	200
30	6014	20	13	20,17	300
30,4	6012	14	16	21,38	160
34	6014	28	12	24,05	350
34,5	6016	42	10	25,06	450
35	6014	20	14	23,39	250
38	6014	20	15	26,85	200
40	6014	28	13	28,23	300
43,4	6014	20	16	30,55	160
47	6014	28	14	32,74	250
51	6016	42	12	36,08	350
53	6014	28	15	37,59	200
60	6016	42	13	42,35	300
60,8	6014	28	16	42,76	160
70	6016	42	14	49,11	250
80	6016	42	15	56,38	200
91,2	6016	42	16	64,15	160

Bomba de dos etapas del tipo RZ (baja presión)

Código	Tamaño	Volumen de suministro $V_{m\acute{a}x}$ (cm ³ /giro)	Presión de servicio $p_{m\acute{a}x}$ (bar)
6,5	2	4,5	240
9	2	6	240
12,3	2	8,5	230
16	2	11	230
21	2	14,5	230
24	2	17	230
28	2	19,5	200
37	2	26	180
45	3	30,1	200
59	3	41,6	180
75	3	50,2	180
87	3	61	150
110	3	71,8	140
135	3	87,5	110

2.3 Vista general de depósitos

Las centrales hidráulicas tienen depósitos de aceite que están hechos de aluminio o acero.

Depósito (tanque)

Denominación	Volumen V (l)	Capacidad útil $V_{\acute{u}til}$ (l)	Versión
BL 30	30	27	Aluminio
BL 44	44	40	Aluminio
BL 70	70	63	Aluminio
BS 100	100	90	Acero
BS 160	160	144	Acero
BS 250	250	225	Acero
BS 400	400	360	Acero
BS 630	630	565	Acero

2.5 Motor

Se trata de motores normalizados de 4 polos de la forma constructiva V1 según DIN EN 60034 .

Todos los motores están concebidos para una potencia conectada de 400 V / 3 Ph / 50 Hz.

A través de un circuito Y/Δ es posible otra potencia conectada:

- hasta 5,5 kW: Y – 400 V / Δ – 230 V
- desde 5,5 kW: Y – 690 V / Δ – 400 V

Se acepta una sobretensión o subtensión del 5%, pero en caso de subtensión hay que contar con las pérdidas de potencia correspondientes. Los motores están contruidos con un tipo de protección IP 55.

Ejemplo de pedido:

FXU-R 1,4 BL 44-F020/OA-NT1	-V3,0	- 3x400/230V 50Hz
FXU-Z 54,8 BS 250-F184	-Z22	
	Potencia conectada	
	Motor	

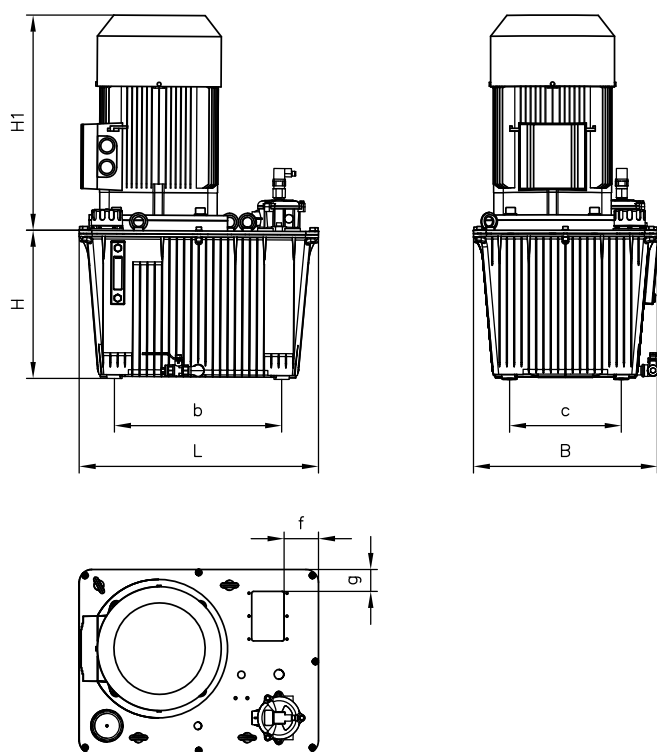
Motor

Código	Tamaño	Potencia nominal del motor P _{nom} (kW)	Factor de potencia cos φ	Corriente nominal U _{nom} (A) (400 V)
V3,0	100L	3	0,82	6,02
V4,0	112M	4	0,82	7,95
V5,5	132S	5,5	0,83	10,67
V7,5	132M	7,5	0,84	14,26
V11	160M	11	0,85	20,4
V15	160L	15	0,86	27,3
V18,5	180M	18,5	0,86	33,5
V22	180L	22	0,86	39,7
V30	200L	30	0,86	53,2
V37	225S	37	0,86	66,1
Z3,0	100L	sin motor, montaje propio		
Z4,0	112M	sin motor, montaje propio		
Z5,5	132S	sin motor, montaje propio		
Z7,5	132M	sin motor, montaje propio		
Z11	160M	sin motor, montaje propio		
Z15	160L	sin motor, montaje propio		
Z18,5	180M	sin motor, montaje propio		
Z22	180L	sin motor, montaje propio		
Z30	200L	sin motor, montaje propio		
Z37	225S	sin motor, montaje propio		

4 Dimensiones generales

Todas las medidas se indican en mm. Se reserva el derecho a introducir modificaciones.

4.1 Recipiente de aluminio



Motor

Código	H1
V3,0	385
V4,0	405
V5,5	415
V7,5	445
V11	615
V15	660
V18,5	667
V22	697
V30	760
V37	783


Recipiente de aluminio

Código	H	L	B	b	c	f	g
BL 30	291	490	350	326	176	31	19
BL 44	324	515	425	341	241	36	24
BL 70	374	605	475	422,5	282,5	73	49

Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto

▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm ²)	Capacidad de aceite (cm ³)	Altura retraído (mm)	
50 (539)	50	CLSG-502	77,0	385	162	17
	100	CLSG-504	77,0	770	212	20
	150	CLSG-506	77,0	1155	262	23
	200	CLSG-508	77,0	1540	312	27
	250	CLSG-5010	77,0	1924	362	31
	300	CLSG-5012	77,0	2309	412	34
100 (929)	50	CLSG-1002	132,7	664	182	19
	100	CLSG-1004	132,7	1327	232	29
	150	CLSG-1006	132,7	1991	282	40
	200	CLSG-1008	132,7	2655	332	50
	250	CLSG-10010	132,7	3318	382	61
	300	CLSG-10012	132,7	3982	432	71
150 (1390)	50	CLSG-1502	198,6	993	196	39
	100	CLSG-1504	198,6	1986	246	52
	150	CLSG-1506	198,6	2978	296	65
	200	CLSG-1508	198,6	3971	346	78
	250	CLSG-15010	198,6	4964	396	92
	300	CLSG-15012	198,6	5957	446	105
200 (1861)	50	CLSG-2002	265,9	1330	216	55
	150	CLSG-2006	265,9	3989	316	91
	300	CLSG-20012	265,9	7977	466	146
250 (2565)	50	CLSG-2502	366,4	1832	235	102
	150	CLSG-2506	366,4	5497	335	136
	300	CLSG-25012	366,4	10993	485	207
300 (3193)	50	CLSG-3002	456,2	2281	312	184
	150	CLSG-3006	456,2	6843	412	232
	300	CLSG-30012	456,2	13685	562	303
400 (3919)	50	CLSG-4002	559,9	2800	375	270
	150	CLSG-4006	559,9	8399	475	330
	300	CLSG-40012	559,9	16797	625	421
500 (5114)	50	CLSG-5002	730,6	3653	419	401
	150	CLSG-5006	730,6	10959	519	480
	300	CLSG-50012	730,6	21918	669	599
600 (5987)	50	CLSG-6002	855,3	4276	429	474
	150	CLSG-6006	855,3	12829	529	565
	300	CLSG-60012	855,3	25659	679	701
800 (8234)	50	CLSG-8002	1176,3	5881	474	741
	150	CLSG-8006	1176,3	17644	574	880
	300	CLSG-80012	1176,3	35288	724	1058
1000 (10260)	50	CLSG-10002	1465,7	7329	564	1062
	150	CLSG-10006	1465,7	21986	664	1213
	300	CLSG-100012	1465,7	43972	814	1439

Serie CLSG



Fuerza:

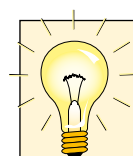
50 - 1000 ton.

Carrera:

50 - 300 mm

Presión máxima:

700 bar



Fuerzas mayores

Modelos de 1500 y 2000 toneladas disponibles sobre pedido.

Otras longitudes de carrera

Los modelos de más de 150 ton. también están disponibles con carreras de 100, 200 y 250 mm. Por favor, póngase en contacto con Enerpac.

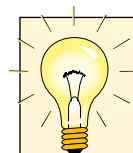


Elevación de cargas no equilibradas

Para elevar cargas no equilibradas los sistemas integrados de Enerpac

pueden ser la solución; pueden elevar de 4 a 64 puntos. Consulte nuestras "Páginas amarillas" para ver configuraciones con varios cilindros.

Página: **244**



Características opcionales

Para añadir características opcionales a sus cilindros, agregue los siguientes sufijos al final del número de modelo:

Roscas del collarín * **E002**

* En los modelos de más de 300 ton

Por ejemplo:

- Para el cilindro CLSG-5006 con rosca del collarín, pida: **CLSG-5006E002**
- Las especificaciones técnicas para estas características están disponibles en Enerpac.

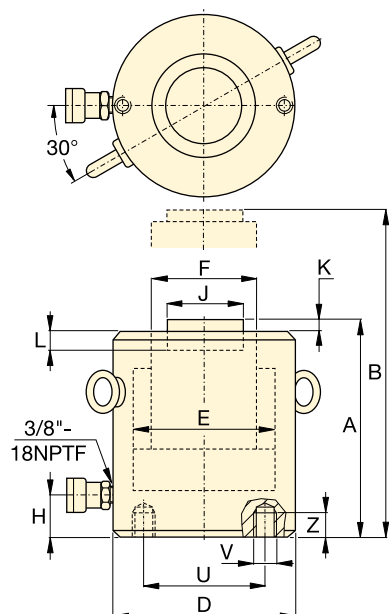
Cilindros de gran tonelaje, serie CLSG



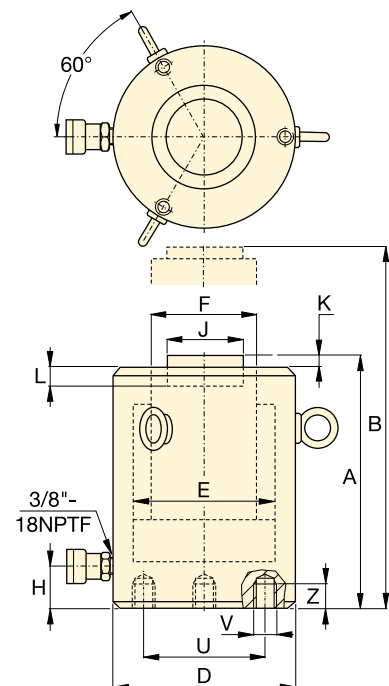
Orientación del orificio de montaje

El orificio de montaje superior está frente a la conexión. El orificio de montaje de la base no está orientado con respecto a la conexión.

◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.



CLSG-502 - CLSG-15012



CLSG-2002 - CLSG-100012

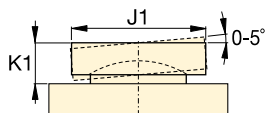
Dimensiones de los orificios de montaje ¹⁾ (mm)			
Modelo	Círculo de pernos U	Rosca de orificio V	Prof. de la rosca Z
CLSG-50	65	2x M12	22
CLSG-100	95	2x M12	22
CLSG-150	130	2x M12	22
CLSG-200	165	3x M12	22
CLSG-250	190	3x M12	22
CLSG-300	180	3x M16	30
CLSG-400	205	3x M16	30
CLSG-500	250	3x M24	36
CLSG-600	275	3x M24	36
CLSG-800	330	3x M24	36
CLSG-1000	375	3x M24	36

¹⁾ Los orificios de montaje de la base están situados aleatoriamente con respecto a la posición del acoplador.

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm ²)	Capacidad de aceite (cm ³)
50 (539)	50	CLSG-502	77,0	385
	100	CLSG-504	77,0	770
	150	CLSG-506	77,0	1155
	200	CLSG-508	77,0	1540
	250	CLSG-5010	77,0	1924
	300	CLSG-5012	77,0	2309
100 (929)	50	CLSG-1002	132,7	664
	100	CLSG-1004	132,7	1327
	150	CLSG-1006	132,7	1991
	200	CLSG-1008	132,7	2655
	250	CLSG-10010	132,7	3318
	300	CLSG-10012	132,7	3982
150 (1390)	50	CLSG-1502	198,6	993
	100	CLSG-1504	198,6	1986
	150	CLSG-1506	198,6	2978
	200	CLSG-1508	198,6	3971
	250	CLSG-15010	198,6	4964
	300	CLSG-15012	198,6	5957
200 (1861)	50	CLSG-2002	265,9	1330
	150	CLSG-2006	265,9	3989
	300	CLSG-20012	265,9	7977
250 (2565)	50	CLSG-2502	366,4	1832
	150	CLSG-2506	366,4	5497
	300	CLSG-25012	366,4	10993
300 (3193)	50	CLSG-3002	456,2	2281
	150	CLSG-3006	456,2	6843
	300	CLSG-30012	456,2	13685
400 (3919)	50	CLSG-4002	559,9	2800
	150	CLSG-4006	559,9	8399
	300	CLSG-40012	559,9	16797
500 (5114)	50	CLSG-5002	730,6	3653
	150	CLSG-5006	730,6	10959
	300	CLSG-50012	730,6	21918
600 (5987)	50	CLSG-6002	855,3	4276
	150	CLSG-6006	855,3	12829
	300	CLSG-60012	855,3	25659
800 (8234)	50	CLSG-8002	1176,3	5881
	150	CLSG-8006	1176,3	17644
	300	CLSG-80012	1176,3	35288
1000 (10260)	50	CLSG-10002	1465,7	7329
	150	CLSG-10006	1465,7	21986
	300	CLSG-100012	1465,7	43972

Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto

Silleta inclinable opcional*



Fuerza:

50 - 1000 ton.

Carrera:


50 - 300 mm

Presión máxima:

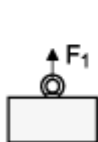
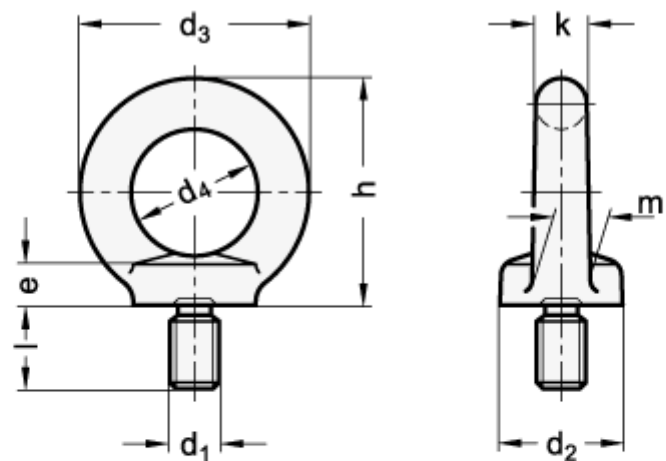
700 bar

Serie
CLSG

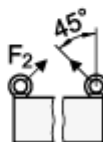


	Altura retraído	Altura extendido	Diám. exterior	Diám. interior	Diám. del émbolo	Base a conexión	Diámetro de la silleta	Saliente de la silleta del émbolo	Prof. del orificio del émbolo		Modelo	* Silleta inclinable opcional		
	A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	J (mm)	K (mm)	L (mm)			Diámetro J1 (mm)	Altura K1 (mm)	Modelo de la silleta
	162	212	130	99,0	70,0	52	50	1	19	17	CLSG-502	50	24	CATG-50
	212	312	130	99,0	70,0	52	50	1	19	20	CLSG-504	50	24	CATG-50
	262	412	130	99,0	70,0	52	50	1	19	23	CLSG-506	50	24	CATG-50
	312	512	130	99,0	70,0	52	50	1	19	27	CLSG-508	50	24	CATG-50
	362	612	130	99,0	70,0	52	50	1	19	31	CLSG-5010	50	24	CATG-50
	412	712	130	99,0	70,0	52	50	1	19	34	CLSG-5012	50	24	CATG-50
	182	232	165	130,0	95,0	54	75	1	19	19	CLSG-1002	73	29	CATG-100
	232	332	165	130,0	95,0	54	75	1	19	29	CLSG-1004	73	29	CATG-100
	282	432	165	130,0	95,0	54	75	1	19	40	CLSG-1006	73	29	CATG-100
	332	532	165	130,0	95,0	54	75	1	19	50	CLSG-1008	73	29	CATG-100
	382	632	165	130,0	95,0	54	75	1	19	61	CLSG-10010	73	29	CATG-100
	432	732	165	130,0	95,0	54	75	1	19	71	CLSG-10012	73	29	CATG-100
	196	246	205	159,0	114,0	61	94	1	19	39	CLSG-1502	91	31	CATG-150
	246	346	205	159,0	114,0	61	94	1	19	52	CLSG-1504	91	31	CATG-150
	296	446	205	159,0	114,0	61	94	1	19	65	CLSG-1506	91	31	CATG-150
	346	546	205	159,0	114,0	61	94	1	19	78	CLSG-1508	91	31	CATG-150
	396	646	205	159,0	114,0	61	94	1	19	92	CLSG-15010	91	31	CATG-150
	446	746	205	159,0	114,0	61	94	1	19	105	CLSG-15012	91	31	CATG-150
	216	266	235	184,0	133,0	67	113	1	24	55	CLSG-2002	118	35	CATG-200
	316	466	235	184,0	133,0	67	113	1	24	91	CLSG-2006	118	35	CATG-200
	466	766	235	184,0	133,0	67	113	1	24	146	CLSG-20012	118	35	CATG-200
	235	285	275	216,0	165,0	73	145	1	24	102	CLSG-2502	144	46	CATG-250
	335	485	275	216,0	165,0	73	145	1	24	136	CLSG-2506	144	46	CATG-250
	485	785	275	216,0	165,0	73	145	1	24	207	CLSG-25012	144	46	CATG-250
	312	362	310	241,0	197,0	101	177	1	19	184	CLSG-3002	160	62	CATG-300
	412	562	310	241,0	197,0	101	177	1	19	232	CLSG-3006	160	62	CATG-300
	562	862	310	241,0	197,0	101	177	1	19	303	CLSG-30012	160	62	CATG-300
	375	425	350	267,0	216,0	114	196	3	27	270	CLSG-4002	193	51	CATG-400
	475	625	350	267,0	216,0	114	196	3	27	330	CLSG-4006	193	51	CATG-400
	625	925	350	267,0	216,0	114	196	3	27	421	CLSG-40012	193	51	CATG-400
	419	469	400	305,0	248,0	114	228	3	27	401	CLSG-5002	228	63	CATG-500
	519	669	400	305,0	248,0	114	228	3	27	480	CLSG-5006	228	63	CATG-500
	669	969	400	305,0	248,0	114	228	3	27	599	CLSG-50012	228	63	CATG-500
	429	479	430	330,0	267,0	114	247	3	27	474	CLSG-6002	241	76	CATG-600
	529	679	430	330,0	267,0	114	247	3	27	565	CLSG-6006	241	76	CATG-600
	679	979	430	330,0	267,0	114	247	3	27	701	CLSG-60012	241	76	CATG-600
	474	524	505	387,0	317,0	149	297	3	27	741	CLSG-8002	287	75	CATG-800
	574	724	505	387,0	317,0	149	297	3	27	880	CLSG-8006	287	75	CATG-800
	724	1024	505	387,0	317,0	149	297	3	27	1058	CLSG-80012	287	75	CATG-800
	564	614	560	432,0	343,0	174	323	3	27	1062	CLSG-10002	311	93	CATG-1000
	664	814	560	432,0	343,0	174	323	3	27	1213	CLSG-10006	311	93	CATG-1000
	814	1114	560	432,0	343,0	174	323	3	27	1439	CLSG-100012	311	93	CATG-1000

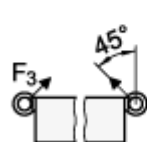
CÁNCAMO



Axial load-bearing capacity per eye nut



Load-bearing capacity at max. 45° per eye nut



Lateral load-bearing capacity at max. 45° per eye nut



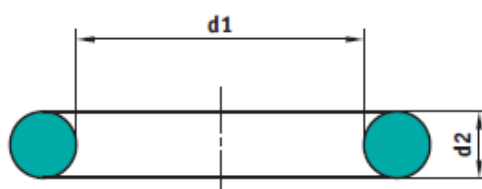
Do not use under shear tension

Descripción	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	e	h	k	l	F ₂ max. in N
DIN 580-M8-ST	M 8	20	36	20	6	36	8	13	1000
DIN 580-M10-ST	M 10	25	45	25	8	45	10	17	1700
DIN 580-M12-ST	M 12	30	54	30	10	53	12	20.5	2400
DIN 580-M16-ST	M 16	35	63	35	12	62	14	27	5000
DIN 580-M20-ST	M 20	40	72	40	14	71	16	30	8600
DIN 580-M24-ST	M 24	50	90	50	18	90	20	36	12900
DIN 580-M30-ST	M 30	65	108	60	22	109	24	45	23000
DIN 580-M36-ST	M 36	75	126	70	26	128	28	54	33000

JUNTA TÓRICA

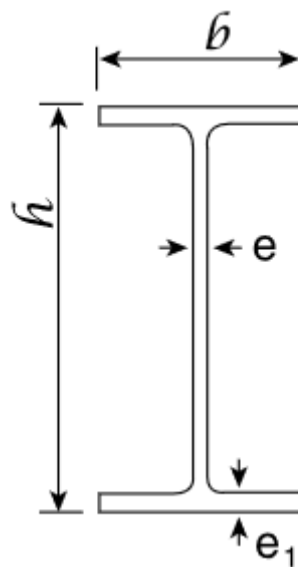
Tabla de dimensiones

Denominación de los Materiales		
Referencia	Material	
OR	NBR70	Acritnitrilo-Butadieno 70 Shore A
OR	NBR72	Acritnitrilo-Butadieno 72 Shore A
OR	NBR88	Acritnitrilo-Butadieno 88 Shore A
OR	NBR90	Acritnitrilo-Butadieno 90 Shore A
OR AU	AU	Poliuretano
OR EP	EPDM70	Etileno propileno 70 Shore A
OR EP	EPDM70-V	Etileno propileno 70 Shore A (vapor)
OR EP FDA	EPDM-A	Etileno propileno (alimentación y agua potable)
OR FEP+SI	FEPVMQ	Silicona encapsulada
OR FEP+VI	FEPFPM	Fluorelastómero encapsulado
OR FPM	FPM	Perfluorelastómero
OR HNBR	HNBR	Acritnitrilo - butadieno, hidrogenado
OR KZ	FPM75-T	Perfluorelastómero para alta temperatura
OR SI	VMQ70	Silicona 70 Shore A
OR SI FDA	VMQ70-A	Silicona 70 Shore A (alimentación)
OR SIMRIZ	FPM70	Perfluorelastómero 70 Shore A
OR TF	PTFE	Politetrafluoretileno teflón®
OR VI	FPM70-V	Fluorelastómero Viton® 80 Shore A (vapor)
OR-M		Junta tórica mecanizada
ORVI	FPM75	Fluorelastómero Viton® 75 Shore A
ORVI	FPM80	Fluorelastómero Viton® 80 Shore A



OR	NBR70	400	7	363.920
OR VI	FPM75	400	8	643.434
OR VI	FPM80-V	400	8	522.655
OR	NBR70	400	8	335.560
OR	NBR90	400	8	609.068
OR SI	VMQ70	400	8	594.844
OR VI	FPM80	400	9	307.408
OR	NBR70	403	3	412.523
OR VI	FPM75-V	404,57	5,7	388.308
OR	NBR70	405	6	403.581
OR	NBR70	405	8	385.127
OR	NBR70	405,16	6,99	414.271
OR VI	FPM75	405,26	3,53	576.220
OR	NBR70	405,26	3,53	412.499
OR EP	EPDM70	405,26	5,33	690.032
OR VI	FPM75	405,26	5,33	412.535
OR	NBR70	405,26	5,33	512.954
OR EP	EPDM70	405,26	6,99	422.431
OR VI	FPM75	405,26	6,99	305.482
OR	NBR70	405,26	6,99	474.772
OR	NBR90	405,26	6,99	360.544
OR	NBR70	410	3	353.208
OR FEP+VI	FEPFPM	410	4	411.987
OR VI	FPM75	410	4	421.409
OR	NBR70	410	4	346.212
OR	NBR72	410	4	413.856

VIGA IPN – 80



EL PERFIL IPN ES UN PRODUCTO LAMINADO CON UNA SECCION EN FORMA DE DOBLE T, TAMBIEN LLAMADA PERFIL I.

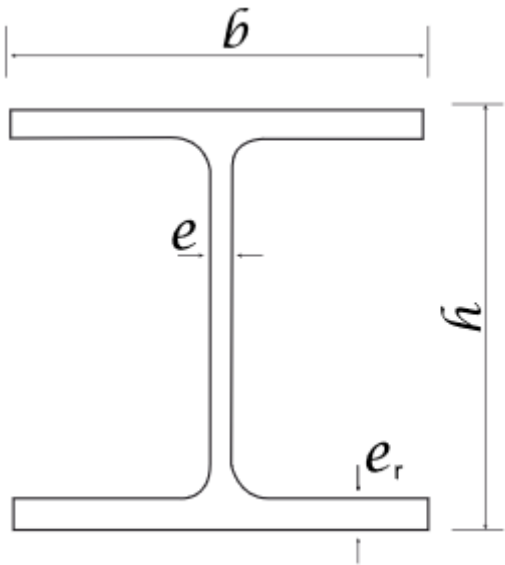
LAS CARAS EXTERIORES DE LAS ALAS SON PERPENDICULARES AL ALMA Y LAS INTERIORES PRESENTAN UNA INCLINACION DEL 14% RESPECTO A LAS EXTERIORES, CON ELLOS SE CONSIGUE QUE TINGAN UN GRUESO DECRECIENTE HACIA LOS EXTREMOS. LAS UNIONES ENTRE LAS CARAS DEL ALMA Y LAS CARAS INTERIORES DE LAS ALAS ESTAN REDONDEADAS. ADEMAS , LAS ALAS TIENEN EL CANTO CON ARISTA EXTERIOR VIVA Y ARISTA INTERIOR REDONDEADA.

LA UTILITZACION PRINCIPAL DE ESTE PERFIL ES:

JACENAS PARA EDIFICIOS
CORREAS
DINTELES
REFUERZOS ESTRUCTURALES
PILARES
ESTRUCTURAS PARA ESCALERAS
SOPORTES
CONSTRUCCION DE MAQUINARIA

Nombre	h (mm)	b (mm)	e=r (mm)	e1 (mm)	r1 (mm)	PES
Viga IPN - 80	80	42	3,9	5,9	2,3	6,1

VIGA HEB – 140 y HEB – 180



EL PERFIL HEB ES UN PRODUCTO LAMINADO CON UNA SECCION EN FORMA DE H, TAMBIEN LLAMADO PERFIL GREY.

LES CARAS EXTERIORES Y INTERIORES DE LAS ALAS SON PARALELAS ENTRE SI Y PERPENDICULARES AL ALMA, OBTENIENDO CON ELLO UN GRUESO CONSTANTE. LAS UNIONES ENTRE LAS CARAS DEL ALMA Y LAS CARAS INTERIORES DE LAS ALAS ESTAN REDONDEADAS. ADEMAS, TIENEN EL CANTO CON ARISTAS EXTERIORES Y INTERIORES VIVAS.

LA UTILIZACION PRINCIPAL DE ESTE PERFIL ES:

JACERAS PARA EDIFICIOS
CORREAS
DINTELES
REFUERZOS ESTRUCUTRALES
PILARES
ESTRUCTURAS PARA ESCALERAS
SOPORTES
CONSTRUCCION DE MAQUINARIA

Nombre	h (mm)	b (mm)	e (mm)	e1 (mm)	r (mm)	PES
Viga HEB-140	140	140	7	12	12	34,54
Viga HEB-180	180	180	8,5	14	15	52,48

Technical data

IE3 Process performance cast iron motors, 1500 r/min

IP 55 - IC 411 - Insulation class F, temperature rise class B

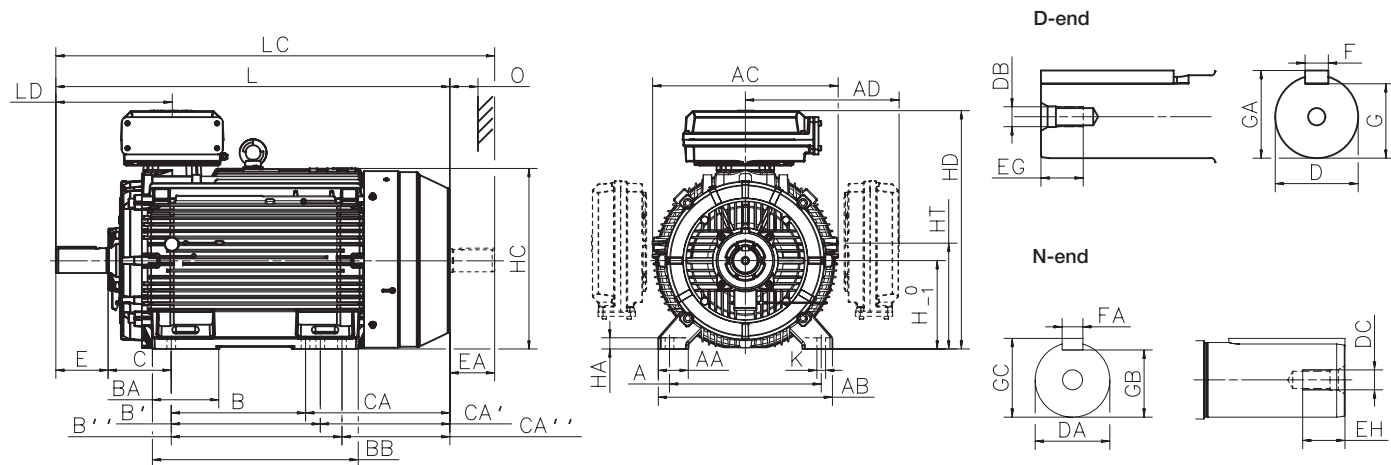
IE3 efficiency class according to IEC 60034-30-1; 2014

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-30-1; 2014			Power factor Cos(φ)	Current		Torque		Moment of inertia J = 1/4 GD²kgm²	Weight kg	Sound pressure Level L _{PA} dB	
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%		I _N A	I _S /I _N	T _N Nm	T _f /T _N				T _b /T _N
1500 r/min = 4 poles				400 V 50 Hz				CENELEC-design							
0.25	M3BP 71MD 4	3GBP072340-●●L	1416	73,5	75,1	73,8	0,8	0,6	4,8	1,68	2	2,6	0,0009	11	45
0.37	M3BP 71MLE 4	3GBP072450-●●L	1432	77,3	77,4	74,5	0,76	0,9	5,8	2,46	2,7	3,3	0,00122	15	45
0.55	M3BP 80MLC 4	3GBP082430-●●L	1444	80,8	81,6	80,1	0,8	1,2	6,7	4	3	3,5	0,0028	20	45
0.75	M3BP 80MLE 4	3GBP082450-●●L	1448	82,5	82,5	80,1	0,78	1,7	7,4	4,9	3,5	4,0	0,00330	22	50
1.1	M3BP 90LA 4	3GBP092510-●●L	1443	84,1	84,6	83,5	0,76	2,4	5,2	7,3	3,4	4,2	0,00490	28	56
1.5	M3BP 90LB 4	3GBP092520-●●L	1445	85,3	85,0	82,6	0,77	3,3	5,7	9,9	3,8	4,6	0,00670	32	56
2.2	M3BP 100LA 4	3GBP102510-●●L	1448	86,7	89,0	86,1	0,81	4,5	7,5	14,0	2,3	3,6	0,0109	38	56
3	M3BP 100MLB 4	3GBP102420-●●L	1444	87,7	88,4	87,6	0,81	6,1	7,0	19,8	3,3	4,1	0,0121	42	58
4	M3BP 112ME 4	3GBP112350-●●L	1453	88,6	88,9	88,0	0,74	8,9	7,8	26,0	3,5	4,3	0,0188	52	59
5.5	M3BP 132SMB 4	3GBP132220-●●L	1463	89,6	89,8	88,7	0,74	11,9	7,6	36,0	2,8	3,9	0,0295	68	70
7.5	M3BP 132SME 4	3GBP132250-●●L	1462	90,4	90,8	90,2	0,76	15,7	7,9	49,0	3,0	4,0	0,0376	78	64
11	M3BP 160MLA 4	3GBP162410-●●L	1477	91,4	91,8	91,1	0,82	21,1	7,6	71,3	2,6	3,3	0,110	160	61
15	M3BP 160MLB 4	3GBP162420-●●L	1477	92,1	92,4	91,6	0,82	28,5	8,2	97,0	3,0	3,7	0,135	179	61
18.5	M3BP 180MLA 4	3GBP182410-●●L	1481	92,6	93,2	92,9	0,83	34,9	7,2	119	2,8	3,0	0,219	215	60
22	M3BP 180MLB 4	3GBP182420-●●L	1481	93,0	93,5	93,3	0,82	41,4	6,5	142	3,0	3,2	0,243	229	60
30	M3BP 200MLA 4	3GBP202410-●●L	1483	93,6	93,8	93,4	0,84	54,8	7,5	193	2,7	3,2	0,385	292	63
37	M3BP 225SMA 4	3GBP222210-●●L	1482	93,9	94,1	93,8	0,83	68,9	7,2	239	3,1	3,1	0,427	322	67
45	M3BP 225SMB 4	3GBP222220-●●L	1482	94,2	94,4	94,0	0,84	82,3	8,0	290	3,2	3,5	0,525	357	66
55	M3BP 250SMA 4	3GBP252210-●●L	1482	94,6	94,7	94,0	0,84	100	7,1	354	2,9	3,4	0,694	406	68
75	M3BP 280SMB 4	3GBP282220-●●L	1485	95,0	95,2	94,8	0,86	133	6,4	483	2,3	2,8	1,380	645	75
90	M3BP 280SMC 4	3GBP282230-●●L	1485	95,2	95,5	95,2	0,86	158	7,1	578	2,5	2,9	1,730	700	75
110	M3BP 315SMB 4	3GBP312220-●●L	1489	95,4	95,5	94,9	0,84	195	7,0	705	2,1	3,0	2,430	930	71
132	M3BP 315SMC 4	3GBP312230-●●L	1488	95,6	95,9	95,5	0,86	231	6,7	847	2,2	2,9	2,90	1000	71
160	M3BP 315SMD 4	3GBP312240-●●L	1488	95,8	96,0	95,8	0,85	282	6,9	1026	2,2	3,0	3,20	1065	71
200	M3BP 315MLB 4	3GBP312420-●●L	1487	96,0	96,4	96,4	0,86	351	6,8	1284	2,4	3,0	3,90	1220	74
250	M3BP 355SMA 4	3GBP352210-●●L	1491	96,0	96,0	95,6	0,86	435	6,4	1601	2,1	2,9	5,90	1610	78
315	M3BP 355SMB 4	3GBP352220-●●L	1491	96,0	96,1	95,7	0,85	550	7,3	2018	2,4	3,3	6,90	1780	78
355	M3BP 355SMC 4	3GBP352230-●●L	1490	96,0	96,2	95,8	0,86	616	6,3	2273	2,3	2,8	7,20	1820	78

Output kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-30-1; 2014			Power factor Cosφ	Current		Torque		Moment of inertia J = 1/4 GD²kgm²	Weight kg	Sound pressure Level L _{PA} dB	
				Full load 100%	3/4 load 75%	1/2 load 50%		I _N A	I _s /I _N	T _N Nm	T _f /T _N				T _b /T _N
1500 r/min = 4 poles				400 V 50 Hz				High-output design							
18.5	M3BP 160MLC 4	3GBP162430-●●L	1473	92,6	93,3	93,1	0,82	35,1	8,3	120	3,1	3,5	0,124	180	67
37	M3BP 200MLB 4	3GBP202420-●●L	1480	93,9	94,8	94,8	0,82	69,3	7,5	239	2,8	2,9	0,362	305	68
55	M3BP 225SMC 4	3GBP222230-●●L	1478	94,6	94,9	94,8	0,84	99,9	7,7	355	3,3	3,3	0,536	391	71
75	M3BP 250SMB 4	3GBP252220-●●L	1482	95,0	95,4	95,0	0,84	135	7,9	483	3,3	3,5	0,941	464	73
110	M3BP 280SMD 4	3GBP282240-●●L	1486	95,4	95,7	95,3	0,85	196	7,3	707	2,7	3,0	1,950	750	76
132	M3BP 280MLA 4	3GBP282410-●●L	1483	95,6	95,9	95,7	0,86	232	7,0	849	2,7	2,8	2,30	840	75
160	M3BP 280MLB 4	3GBP282420-●●L	1484	95,8	96,0	95,8	0,86	280	7,4	1029	2,9	2,9	2,50	890	75
250	M3BP 315LKA 4	3GBP312810-●●L	1488	96,0	96,3	96,1	0,85	442	6,9	1604	2,5	3,2	4,40	1410	78
280	M3BP 315LKB 4	3GBP312820-●●L	1488	96,0	96,2	96,0	0,86	490	7,8	1797	2,7	3,1	5,00	1520	78
315	M3BP 315LKC 4	3GBP312830-●●L	1489	96,0	96,1	95,8	0,85	557	8,3	2020	3,0	3,3	5,50	1600	78

Dimension drawings

Foot-mounted cast iron motors, 280 - 315



Mounting options IM B3 (IM 1001), IM B6 (IM 1051), IM B7 (IM 1061), IM B8 (IM 1071), IM V5 (IM 1011), IM V6 (IM 1031)

Motor size	Poles	A	AA	AB	AC	AD ¹⁾	AD ²⁾	B	B'	B''	BA	BB	C	CA	CA'	CA''	D	DA	DB	DC	E
280 SM ₋	2	457	84	530	577	481	-	368	419	-	147	506	190	400	349	-	65	60	M20	M20	140
	4-12	457	84	530	577	481	-	368	419	-	147	506	190	400	349	-	75	65	M20	M20	140
280 ML ₋	2	457	84	530	577	-	504	419	457	-	193	608	190	400	349	-	65	60	M20	M20	140
	4-12	457	84	530	577	481	504	419	457	-	193	608	190	400	349	-	75	65	M20	M20	140
315 SM ₋	2	508	100	590	654	545	-	406	457	-	180	558	216	420	369	-	65	60	M20	M20	140
	4-12	508	100	590	654	545	-	406	457	-	180	558	216	420	369	-	80	75	M20	M20	170
315 ML ₋	2	508	100	590	654	545	-	457	508	-	212	669	216	480	429	-	65	60	M20	M20	140
	4-12	508	100	590	654	545	-	457	508	-	212	669	216	480	429	-	90	75	M24	M20	170
315 LK ₋	2	508	100	590	654	562	576	508	560	710	336	851	216	635	583	433	65	60	M20	M20	140
	4-12	508	100	590	654	562	576	508	560	710	336	851	216	635	583	433	90	75	M24	M20	170

Motor size	Poles	EA	EG	EH	F	FA	G	GA	GB	GC	H	HA	HC	HD ¹⁾ top-m.	HD ²⁾ top-m.	HT	K	L	LC	LD top-m.	LD side-m.	O
280 SM ₋	2	140	40	40	18	18	58	69	53	64	280	31	564	762	-	337.5	24	1088	1238	336	539	100
	4-12	140	40	40	20	18	67.5	79.5	58	69	280	31	564	762	-	337.5	24	1088	1238	336	539	100
280 ML ₋	2	140	40	40	18	18	58	69	53	64	280	31	564	-	785	337.5	24	1189	1340	336	590	100
	4-12	140	40	40	20	18	67.5	79.5	58	69	280	31	564	762	785	337.5	24	1189	1340	336	590	100
315 SM ₋	2	140	40	40	18	18	58	69	53	64	315	40	638	852	-	375	28	1174	1322	356	585	115
	4-12	140	40	40	22	20	71	85	67.5	79.5	315	40	638	852	-	375	28	1204	1352	386	615	115
315 ML ₋	2	140	40	40	18	18	58	69	53	64	315	40	638	852	-	375	28	1285	1433	356	640	115
	4-12	140	48	40	25	20	81	95	67.5	79.5	315	40	638	852	-	375	28	1315	1463	386	670	115
315 LK ₋	2	140	40	40	18	18	58	69	53	64	315	40	638	852	880	359	28	1491	1639	356	721	115
	4-12	140	48	40	25	20	81	95	67.5	79.5	315	40	638	852	880	359	28	1521	1669	386	751	115

Tolerances

A, B	± 0.8
C, CA	± 0.8
D	ISO k6 < Ø 50 mm ISO m6 > Ø 50 mm
F	ISO h9
H	+ 0 - 0.5
N	ISO j6

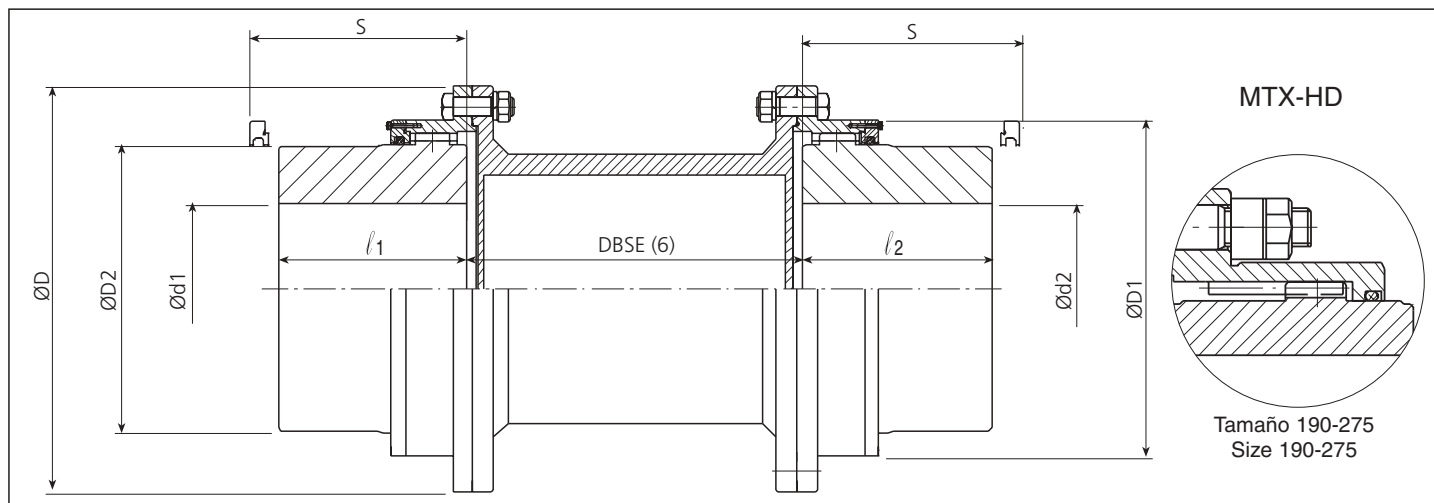
Footnotes

- ¹⁾ Terminal box 370
²⁾ Terminal box 750

Acoplamiento/Coupling



MTGX-HD Con espaciador, para potencias elevadas / Heavy duty with intermediate spacer



Ejemplo de denominación / Denomination example (*): **MTGX-370-HD / DBSE= 1000 (mm) / V= 750 rpm**

(*) Si l_1 y l_2 son diferentes del acoplamiento estándar en la tabla anexa, éstos se deberán especificar.

If l_1 and l_2 are different from the ones mentioned in the table below corresponding to standard couplings, they must be specified.

Ejemplo / Example: MTGX-370-HD/ $l_1=400/l_2=400/DBSE= 1000 / V= 750$ rpm (l_1, l_2 , DBSE, mm)

Donde "V" es la velocidad máxima / Where "V" is the maximum speed

TAMAÑO SIZE	TN NOMINAL	TP MÁXIMO TP MÁX	VELOCIDAD MÁXIMA n MAX (1)	DIMENSIONES GENERALES GENERAL DIMENSIONS						Peso Max. (4) Weight Max. (4)	Peso en 100 mm de espaciador Weight per 100 mm spacer	Peso Min. (5) Weight Min. (5)	Momento de inercia (4) Moment of inertia (4)	Momento de inercia por 100 mm de es- paciador Moment of inertia per 100 mm spacer	Canti- dad de grasa Grease Qty.	Ra rig. tor. con 1 metro de DBSE (4) Ra Torsio- nal stiffness for 1 meter DBSE (4)	Rb rig tor en 1 mm de espaciador Rb Torsional stiffness per 1 mm spacer
	Nm	Nm	1/ min	D	D1	D2	d1-d2 (Min-Max) (2)	l_1-l_2	S (3)	Kg	Kg	Kg	J (Kgm ²)	J (Kgm ²)	Kg	MNm/rad	MNm/rad
190	115.200	230.400	Consulte JAURE para max. velocidad posible. For max. allowable speed consult JAURE	380	308,5	254	95-190	150	180	324	10,1	274	5,26	0,17	1,4	15	16.790
210	138.300	276.600		405	334	279	110-210	175	205	359	8,0	290	6,48	0,14	2,5	13	13.640
233	250.800	501.600		444	365,5	305	120-233	190	218	433	12,2	340	9,32	0,29	3	24	28.860
275	335.800	671.600		506	424	355	130-275	220	252	659	17,2	500	18,38	0,52	4,5	43	52.070
280	363.000	726.000		540	443	370	140-280	250	300	765	25,0	584	23	0,72	3,5	63	71.890
310	412.500	825.000		585	488	410	160-310	270	320	935	27,8	700	33	0,99	4	148	99.130
345	528.000	1.056.000		650	531	450	180-345	290	340	1.178	31,6	868	53	1,45	5	212	144.730
370	660.000	1.320.000		690	571	490	210-370	325	370	1.450	36,4	1.078	71	1,64	6	261	163.310
390	841.500	1.683.000		760	627	520	230-390	345	400	1.816	46,2	1.394	108	2,55	8	360	254.310
420	1.089.000	2.178.000		805	673	560	250-420	365	420	2.072	46,4	1.559	142	3,19	9	471	318.615
460	1.287.000	2.574.000		850	717	600	275-460	400	450	2.486	56,2	1.815	193	4,59	10	581	458.380
500	1.650.000	3.300.000		930	769	650	300-500	410	490	2.997	61,2	2.188	279	5,90	14	744	589.450
550	1.980.000	3.960.000		995	834	710	325-550	430	520	3.563	65,0	2.519	389	8,04	16	1.000	802.810
590	2.640.000	5.280.000		1.055	894	760	350-590	470	550	4.370	81,6	3.062	533	11,06	19	1.230	1.104.350
620	2.970.000	5.940.000		1.140	944	810	375-620	500	600	5.475	92,5	3.972	781	13,06	24	1.477	1.304.620
650	3.135.000	6.270.000		1.190	984	840	400-650	520	630	5.940	89,3	4.257	929	14,52	28	1.673	1.449.980
680	3.465.000	6.930.000		1.250	1.059	890	425-680	540	650	6.810	94,9	4.934	1188	17,39	36	2.102	1.736.670
730	4.290.000	8.580.000		1.300	1.109	950	450-730	570	680	7.758	106	5.436	1493	24,22	40	2.462	2.418.750
800	6.270.000	12.540.000		1.420	1.224	1.050	475-800	600	725	9.990	141,7	6.924	2270	38,80	50	3.429	3.875.420
900	8.943.000	17.886.000		1.600	1.384	1.180	500-900	670	800	14.308	176,1	9.682	4084	62,50	70	5.757	6.241.670
1.000	11.962.500	23.925.000		1.740	1.524	1.320	525-1000	740	890	18.746	198,3	12.136	6265	89,19	85	7.423	8.907.200
1.100	14.272.500	28.545.000		1.880	1.664	1.450	550-1100	800	980	23.940	230	14.988	9238	118,66	105	9.050	11.851.280
1.200	17.737.500	35.475.000		1.990	1.784	1.580	575-1200	850	1.030	29.217	254,1	17.590	12806	159,84	115	10.985	15.963.820

(1) Consulte a JAURE para acoplamientos operando a velocidades superiores

(2) Agujero máximo para acoplamientos con chaveta según DIN-6885/1. Para otro tipo de chavetas o uniones consulte a JAURE

(3) Espacio necesario para alinear los cubos y para sustituir las juntas.

(4) El peso, el momento de inercia y la rigidez torsional están calculados con dimensiones de agujero mínimo y DBSE de 1m

(5) El peso está calculado con agujero máximo y DBSE de 1m

(6) Distancia a especificar por cliente. **DBSE es la distancia entre extremos de ejes, no entre bridas.**

(1) Consult JAURE for couplings operating at higher speeds.

(2) Max. allowable bore for couplings with DIN 6885/1 keys. For other types of keys or connections please consult JAURE.

(3) Clearance to align coupling hubs and replacement of sealing rings.

(4) Weight, moment of inertia and torsional stiffness are given for minimum bore and 1m DBSE.

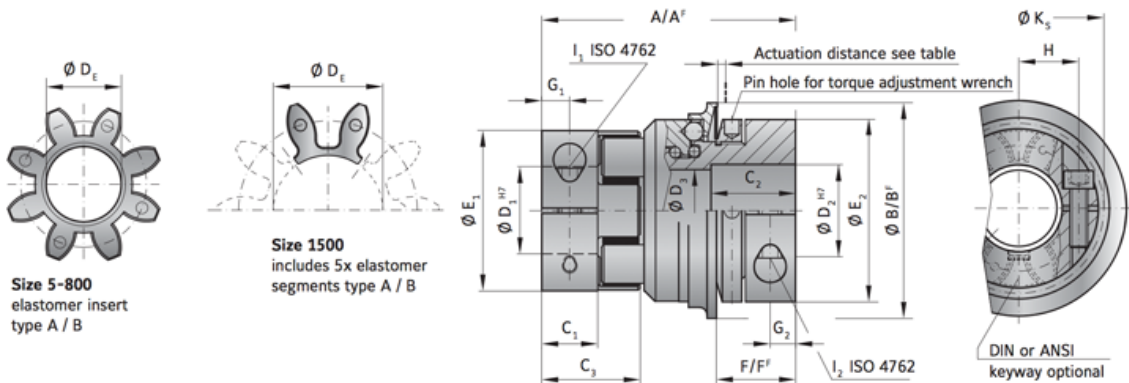
(5) Weight is given for maximum bore and 1m DBSE.

(6) Distance to be specified by the customer. **DBSE is distance between shafts ends, not between flanges.**

$$\text{Cálculo de la rigidez torsional} \quad R_t (\text{MNm/rad}) = \frac{1}{\frac{1}{R_a} + \frac{DBSE(\text{mm}) - 1000}{R_b}}$$

Torsional stiffness calculation

LIMITADOR DEL PAR



ES2 SERIES		5		10		20		60		150		300		450		800		1500	
Type (Elastomer insert)		A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
Rated torque (Nm)	T _{KN}	9 12	12.5 16	17 21	60 75	150 200	325 405	530 660	950 1100	1950 2450									
Max. torque* (Nm)	T _{Kmax}	18 24	25 32	34 42	120 150	320 400	650 810	1060 1350	1900 2150	3900 4900									
Adjustment range possible from - to (approx. values) (Nm)	T _{KN}	1-3 oder 3-6	2-6 oder 4-12	10-25 oder 20-40	10-30 oder 25-80	20-70 45-150 80-180	100-200 150-240 200-320	80-200 200-350 300-500	400-650 500-800 600-900	600-850 700-1200 1000-1800									
Adjustment range possible from - to (approx. values), full disengagement (Nm)	T _{KNF}	2.5-4.5 oder 5-10	2-5 oder 5-10	8-20 oder 16-30	20-40 oder 30-60	20-60 40-80 80-150	120-180 oder 180-300	60-150 100-300 250-500	200-400 oder 450-800	1000-1250 oder 1250-1500									
Overall length (mm)	A	50	60	86	96	106	140	164	179	245									
Overall length, full disengagement (mm)	A _F	50	60	86	96	108	143	168	190	257									
Outer diameter of actuation ring Ø (mm)	B	35	45	65	73	92	120	135	152	174									
Outer diameter of actuation ring Ø, full disengagement (mm)	B _F	42	51.5	70	83	98	132	155	177	187									
Fit length (mm)	C ₁	8	10.3	17	20	21	31	34	46	88									
Fit length (mm)	C ₂	14	16	27	31	35	42	51	45	67									
Length of hub (mm)	C ₃	16.7	20.7	31	36	39	52	57	74	120									
Inner diameter from Ø to Ø H7 (mm)	D ₁	4-12.7	5-16	8-25	12-32	19-36	20-45	28-60	35-80	35-90									
Inner diameter from Ø to Ø H7 (mm)	D ₂	6-14	6-19	12-30	15-32	19-42	30-60	35-60	40-75	50-80									
Inner diameter from Ø to Ø H7 (inch)	D _{1/2}	0.175"-0.500"	0.190"-0.625"	0.375"-0.875"	0.500"-1.250"	0.750"-1.375"	0.875"-1.750"	1.125"-2.250"	1.500"-3.125"	1.500"-3.500"									
Inner diameter from Ø to Ø H7 (inch)	D ₂	0.250"-0.550"	0.230"-0.750"	0.500"-1.125"	0.625"-1.250"	0.750"-1.625"	1.250"-2.250"	1.500"-2.250"	1.625"-2.875"	2.000"-3.000"									
Inner diameter (Elastomer insert)	D _E	10.2	14.2	19.2	26.2	29.2	36.2	46.2	60.5	79									
Diameter of the hub (mm)	E ₁	25	32	42	56	66.5	82	102	136.5	160									
Diameter of the hub (mm)	E ₂	19	40	55	66	81	110	123	132	157									
Distance (mm)	F	15	17	24	30	31	35	45	50	63									
Distance, (full disengagement) (mm)	F _F	14	16	22	29	30	35	43	54	61									
Distance (mm)	G ₁	4	5	8.5	10	11	15	17.5	23	36									
Distance (mm)	G ₂	5	5	7.5	9.5	11	13	17	18	22.5									
Distance between centers (mm)	H ₁	8	10.5	15	21	24	29	38	50.5	57									
Clamping screw (ISO 4762)	I ₁	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M16	2xM16									
Tightening torque of the mounting screw (Nm)	I ₁	2	4.5	8	15	35	70	120	290	290									
Distance between centers SK-side (mm)	H ₂	10	15	19	23	27	39	41	48	55									
Clamping screw (ISO 4762)	I ₂	M4	M4	M6	M8	M10	M12	M16	2x M16	2xM20									
Tightening torque (Nm)	I ₂	4	4.5	15	40	70	130	200	250	470									
Diameter with Screwhead	K ₅	25	32	44.5	57	68	85	105	139	155									
Approx. weight (kg)		0.2	0.3	0.6	1.0	2.4	5.8	9.3	14.3	26									
		0.02	0.06	0.25	0.7	2.3	11	22	33.5	185									
		0.8	1.2	1.5	1.7	1.9	2.2	2.2	2.2	3.0									

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS



Volumen II

Características de materiales

Autor: Anton Volkov
Director: Juan Velázquez Ameijide
Departamento EM
Convocatoria: Octubre 2017



Aceros al carbono

MARCA	DESIGNACIÓN		NORMA VIGENTE	C	Si	Mn	P	S	N	Otros	NORMAS NACIONALES				CAMPO DE APLICACIÓN	ESTADO DE SUMINISTRO	RESISTENCIA (N/mm²) EN ESTADO BONIFICADO*					MARCA	
	SIMBÓLICA	NÚMERICA									UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE			16 < D ≤ 40	40 < D ≤ 100	100 < D ≤160	160 < D ≤ 250	250 < D ≤500		
C25E	C25E	1.1158	EN 10083-1	0,25	-	0,55	-	-	-	-	F112 / F 1120	XC 25	Ck 25	1025	Acero al carbono con una buena soldabilidad para piezas de bajo límite elástico (250 - 400 N/mm²) para el sector marítimo y la construcción de máquinas. Buena capacidad de embutición y plegado.	Bruto de laminación	550 - 700	500 - 650	-	-	-	-	C25E
C35E	C35E	1.1181	EN 10083-1	0,35	-	0,65	-	-	-	-	F113 / F 1130	XC 32/XC38	Ck 35	1035 / 1038	Acero al carbono para piezas que requieren un límite elástico de 400 a 500 N/mm² para el sector marítimo y la construcción de máquinas. Admite la soldadura.	Bruto de laminación	630 - 780	600 - 750	550 - 700	-	-	-	C35E
C45E	C45E	1.1191	EN 10083-1	0,45	☹	0,65	☹	☹	☹	☹	F 114 / F 1140	XC 45/XC 48	Ck 45	1045	Acero al carbono de uso general, para piezas con una resistencia media (650 - 800 N/mm²) en estado bonificado, apto para el temple superficial.	Bruto de laminación	700 - 850	650 - 800	630 - 780	☹	☹	☹	C45E
C55E	C55E	1.1203	EN 10083-1	0,55	-	0,75	-	-	-	-	F115 / F 1150	XC 55H1	Ck 55	1055	Para piezas de deben poseer una resistencia de 700 a 900 N/mm², para el sector marítimo, la construcción de maquinaria agrícola, permite el temple en aceite en perfiles menores de 15 mm.	Bruto de laminación	800 - 950	750 - 900	700 - 850	-	-	-	C55E
C60E	C60E	1.1221	EN 10083-1	0,60	☹	0,75	☹	☹	☹	☹	☹	XC 60	Ck 60	1060 / 1064	Acero al carbono para piezas para el sector marítimo y la construcción de máquinas con una resistencia de 750 a 950 N/mm². Apto para el temple superficial.	Bruto de laminación	850 - 1000	800 - 960	750 - 900	☹	☹	☹	C60E
ST 37-2	S235 JRG2	1.0038	EN 10025	≤0,20	-	≤1,40	≤0,045	≤0,045	≤0,009	-	F111 / F 1	E 24	RSt 37-2	A 570 Gr 36	Acero de base no aleado de uso general. Admite la soldadura.	Bruto de laminación	340 - 470	340 - 470	340 - 470	320 - 470	320 - 470	-	ST 37-2
ST 52-3	S355 J2G3	1.0570	EN 10025	≤0,22	≤0,55	≤1,60	≤0,035	≤0,035	-	-	F 112	E 36	St 52-3	A 572 Gr 50	Acero de calidad no aleado de uso general, apto para el uso a bajas temperaturas (-20°C). Admite la soldadura.	Bruto de laminación	490 - 630	490 - 630	490 - 630	450 - 630	450 - 630	-	ST 52-3

(*) Resistencia sobre probeta normalizada para los aceros ST 37-2 y ST 52-3.

Aceros de bonificado

MARCA	DESIGNACIÓN		NORMA VIGENTE	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	NORMAS NACIONALES				CAMPO DE APLICACIÓN	ESTADO DE SUMINISTRO	RESISTENCIA (N/mm²) EN ESTADO BONIFICADO						MARCA
	SIMBÓLICA	NÚMERICA									UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE			D ≤ 16	16 < D ≤ 40	40 < D ≤ 100	100 < D ≤160	160 < D ≤ 250	250 < D ≤500	
TKMI 41C4	41C4	1.7035	EN 10083-1	0,41	-	0,75	1,05	-	-	-	F 1202 / F 1211	42 C 4	41Cr4	5140 / 5140 H	Acero aleado al Cr apto para el sector de la construcción y el sector marítimo, apto para el temple superficial.	Recocido, bonificado, bruto de laminación	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	-	-	-	TKMI 41C4
TKMI 25CD4	25CrMo4	1.7218	EN 10083-1	0,25	-	0,75	1,05	0,22	-	-	F 222	25 CD 4	25CrMo4	4130	Acero aleado al CrMo con una elevada tenacidad y una buena soldabilidad para máquinas y el sector de la automoción.	Recocido, bonificado, bruto de laminación	900 - 1100	800 - 950	750 - 850	650 - 800	650 - 800	600 - 750	TKMI 25CD4
TKMI 34CD4	34CrMo4	1.7220	EN 10083-1	0,34	☹	0,75	1,05	0,22	☹	☹	F 1250	34 CD 4	34CrMo4	4135 / 4137	Acero aleado al CrMo con una elevada tenacidad para máquinas y el sector de la automoción.	Recocido, bonificado, bruto de laminación	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	650 - 800	600 - 750	TKMI 34CD4
TKMI 42CD4	42CrMo4	1.7225	EN 10083-1	0,42	-	0,75	1,05	0,22	-	-	F 1252 / F 125	42 CD 4	42CrMo4	4140 / 4142	Acero con una buena tenacidad en piezas de secciones medias, apto para el temple superficial.	Recocido blando, bruto de laminación	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	700 - 850	TKMI 42CD4
TKMI 42CDS4	42CrMoS4	1.7227	EN 10083-1	0,42	-	0,75	1,05	0,22	-	S 0,030	F 1252 / F 125	-	42CrMoS4	-	Acero con una buena tenacidad en piezas de secciones medias, apto para el temple superficial. Buen mecanizado.	Bonificado	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	700 - 850	TKMI 42CDS4
TKMI 34CND6	34CrNiMo6	1.6582	EN 10083-1	0,34	☹	0,65	1,50	0,22	1,50	☹	F 128	35 NCD 6	34CrNiMo6	4337 / 4340	Acero aleado, para piezas sometidas a cargas elevadas, donde se requiere una tenacidad alta. Sectores: éólico, maquinaria y máquina y herramienta.	Bonificado	1200 - 1400	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	750 - 900	TKMI 34CND6
TKMI 30CND8	30CrNiMo8	1.6580	EN 10083-1	0,30	-	0,45	2,00	0,40	2,00	-	F 1272	30 NCD 8	30CrNiMo8	-	Acero aleado, para piezas sometidas a cargas muy elevadas, donde se requiere una tenacidad alta. Sectores: energético, maquinaria y máquina y herramienta.	Bonificado	1250 - 1450	1250 - 1450	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	850 - 1000	TKMI 30CND8
TKMI 36NCD16	36NiCrMo16	1.6773	EN 10083-1	0,36	-	0,45	1,80	0,35	3,85	-	F 1260 / F 126	35 NCD 16	36NiCrMo16	-	Acero aleado para piezas muy solicitadas de cualquier dimensión y de máxima responsabilidad, para máquinas y motores. Apto para bajas temperaturas y esfuerzos combinados de flexión y torsión.	Bonificado	1250 - 1450	1250 - 1450	1100 - 1300	1000 - 1200	1000 - 1200	-	TKMI 36NCD16

Aceros para rodamientos

MARCA	DESIGNACIÓN		NORMA VIGENTE	C	Si	Mn	Cr	Mo	Al	Otros	NORMAS NACIONALES				CAMPO DE APLICACIÓN	ESTADO DE SUMINISTRO	TEMPLE (°C)	REVENIDO(°C)	DUREZA SUPERFICIAL (BONIFICADO)	J5	J10	J20	J30	J50	MARCA
	SIMBÓLICA	NÚMERICA									UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE											
TKMI 100C6	100Cr6	1.3505	EN 683-17	1,00	0,25	0,35	1,50	-	≤0,050	Cu ≤0,30	F 131 / F 1310	100 C 6	100Cr6	52100	Rodamientos y cojinetes de todas las dimensiones, anillos y discos con un espesor de pared de hasta 30 mm.	Recocido globular, max. 207 HB	800 - 830 / agua 830 - 870 / aceite	150 - 180	62 HRC	65	47	38	34	29	TKMI 100C6
TKMI 100CMS6-4	100CrMnSiG-4	1.3520	EN 683-17	1,00	0,60	1,10	1,55	-	≤0,050	Cu ≤0,30	-	100 CM 6	100CrMn6	K 19195	Anillos y discos con un espesor de pared de más de 30 mm.	Recocido globular, max. 217 HB	830 - 870 / aceite	150 - 180	62 HRC	65	63	57	38	34	TKMI 100CMS6-4
TKMI 100CD7-3	100CrMo7-3	1.3536	EN 683-17	1,00	0,25	0,70	1,80	0,17	≤0,050	Cu ≤0,30	-	100 CD 7	100CrMo7-3	-	Anillos pesados y cojinetes con un espesor de pared de más de 30 mm.	Recocido globular, max. 230 HB	840 - 880 / aceite	150 - 180	62 HRC	66	65	62	53	44	TKMI 100CD7-3

Aceros para muelles

MARCA	DESIGNACIÓN		NORMA VIGENTE	C	Si	Mn	Cr	Mo	V	Otros	NORMAS NACIONALES				CAMPO DE APLICACIÓN	ESTADO DE SUMINISTRO	TEMPERATURA DE CONFORMACIÓN (°C)	TEMPLE	REVENIDO (°C)	PROPIEDADES MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO			MARCA
	SIMBÓLICA	NÚMERICA									UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE						R _e (N/mm²)	R _m (N/mm²)	TENACIDAD KV(J)	
TKMI 38S7	38Si7	1.5023	EN 10089	0,38	1,65	0,65	-	-	-	-	F 1451	41 S 7	38Si7	-	Arandela de muelle, tensores para el sector de la construcción.	Recocido blando, max. 217 HB	900 - 820	830 - 860 / agua	430 - 500 / aire	≥1030	1180 - 1370	-	TKMI 38S7
TKMI 61SC7	61SiCr7	1.7108	EN 10089	0,61	1,80	0,85	0,35	-	-	-	F 1442	61 SC 7	60SiCr7	9262	Muelles para el sector marítimo, la construcción y la maquinaria.	Recocido blando, max. 248 HB	900 - 830	840 - 870 / aceite	430 - 500 / aire	≥1150	1350 - 1600	≥5	TKMI 61SC7
TKMI 55C3	55Cr3	1.7176	EN 10089	0,55	-	0,85	0,85	-	-	-	F 1431	55 C 3	55Cr3	5155 / 5160	Muelles aptos para piezas de mayores dimensiones.	Recocido blando, max. 248 HB	920 - 830	780 - 810 / aceite	430 - 500 / aire	≥1200	1400 - 1650	≥9	TKMI 55C3
TKMI 51CV4	51CrV4	1.8159	EN 10089	0,51	-	0,90	1,05	-	0,17	Cu +10-Sn ≤0,60	F-1430 / F 143	51 CV 4	50CrV4	6145 / 6150	Acero estándar de muelles, para cargas elevadas (1370 - 1720 N/mm²).	Recocido blando, max. 248 HB	920 - 830	830 - 860 / aceite	430 - 500 / aire	≥1200	1400 - 1700	≥9	TKMI 51CV4
TKMI 52CDV4	52CrMoV4	1.7701	EN 10089	0,52	-	0,90	1,05	0,22	0,15	Cu +10-Sn ≤0,60	-	51 CDV 4	51CrMoV4	-	Acero de muelles para cargas elevadas, apto para mayores secciones que el TKMI 51CV4.	Recocido blando, max. 248 HB	920 - 830	830 - 860 / aceite	430 - 500 / aire	≥1200	1400 - 1700	≥6	TKMI 52CDV4

Aceros de cementación

MARCA	DESIGNACIÓN		NORMA VIGENTE	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Otros	NORMAS NACIONALES				CAMPO DE APLICACIÓN	ESTADO DE SUMINISTRO	CEMENTACIÓN (°C)	TEMPLE DIRECTO	TEMPLE (NÚCLEO)	TEMPLE (SUPERF.)	RECOCIDO INTERMEDIO (°C)	REVENIDO (°C)	MARCA
	SIMBÓLICA	NÚMERICA									UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE									
TKMI 17C3	17Cr3	1.7016	EN 10084	0,17	-	0,75	0,85	-	-	-	-	18 C 3	17Cr3	5015 / 5115	Para componentes con una resistencia en el núcleo limitada, pero con una buena resistencia a la fatiga.	Bruto de laminación	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200	TKMI 17C3
TKMI 16MC5	16MnCr5	1.7131	EN 10084	0,16	-	1,15	0,95	-	-	-	F 1516	16 MC 4	16MnCr5	5115	Acero al CrMn para la construcción de engranajes, piñones y piezas cementadas de secciones pequeñas que requieran una resistencia en el núcleo de 700 - 1200 N/mm².	Bruto de laminación, recocido blando	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200	TKMI 16MC5
TKMI 16MCS5	16MnCrS5	1.7139	EN 10084	0,16	-	1,15	0,95	-	-	S 0,030	F 1516 / F 1517	-	16MnCrS5	5115	Acero al CrMn para la construcción de engranajes, piñones y piezas cementadas de secciones pequeñas que requieran una resistencia en el núcleo de 700 - 1200 N/mm². Buen mecanizado.	Bruto de laminación	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200	TKMI 16MCS5
TKMI 20MC5	20MnCr5	1.7147	EN 10084	0,20	-	1,25	1,15	-	-	-	F 150 D	20 MC 5	20MnCr5	5120	Acero al CrMn con más C que el TKMI 16MC5 y por tanto con mayor dureza en el núcleo. Para engranaje y piñones.	Bruto de laminación	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200	TKMI 20MC5
TKMI 20NCD2-2	20NiCrMo2-2	1.6523	EN 10084	0,20	-	0,80	0,55	0,20	0,55	-	-	-	21NiCrMo2	-	Acero con una buena resistencia a la fatiga. Para piñones cementados, cajas de cambios de camiones, automóviles y maquinaria agrícola. Árboles y cremalleras.	Bruto de laminación	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	630 - 650	150 - 200	TKMI 20NCD2-2
TKMI 20NCD52-2	20NiCrMoS2-2	1.6526	EN 10084	0,20	-	0,80	0,55	0,20	0,55	S 0,030	F 1522	20 NCD 2	21NiCrMoS2	8620 / 8620 H	Acero con una buena resistencia a la fatiga. Para piñones cementados, cajas de cambios de camiones, automóviles y maquinaria agrícola. Árboles y cremalleras. Buen mecanizado.	Recocido blando, max. 212 HB	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	630 - 650	150 - 200	TKMI 20NCD52-2
TKMI 15NC13	15NiCr13	1.5752	EN 10084	0,17	-	0,55	0,75	-	3,25	-	F 1540	15 NC 13	15NiCr13	4320 / 4320 H	Cigüeñales, bielas y otras piezas de motor que deben cumplir las más altas exigencias de resistencia en el núcleo y tenacidad. Engranajes muy solicitados de p.ej. cajas de velocidades y reductores.	Recocido blando, max. 229 HB	880 - 980	880 - 980	840 - 880	780 - 820	600 - 630	150 - 200	TKMI 15NC13
TKMI 18CND7-6	18CrNiMo7-6	1.6587	EN 10084	0,18	-	0,70	1,65	0,30	1,55	-	-	18 NCD 6	17CrNiMo6	-	Ejes y engranajes en el sector edílico. Para manguetas, cigüeñales y bielas muy solicitadas. Tiene en el núcleo una resistencia elevada y una excelente tenacidad. Apto para uso a bajas temperaturas.	Recocido blando, max. 207 HB	880 - 980	880 - 980	830 - 870	780 - 820	630 - 650	150 - 200	TKMI 18CND7-6
TKMI 18CD54	18CrMoS4	1.7243	EN 10084	0,18	-	0,75	1,05	0,20	-	S 0,030	F 1550	-	18CrMoS4	-	Empleado mucho en piezas cementadas de hasta 40 mm de diámetro, p.ej. Ejes de pistones (bulones), árboles de leva y engranajes. Buen mecanizado.	Bruto de laminación	880 - 980	880 - 980	860 - 900	780 - 820	650 - 700	150 - 200	TKMI 18CD54

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS



Volumen IV

Manual y Pliego de Condiciones

Autor: Anton Volkov
Director: Juan Velázquez Ameijide
Departamento EM
Convocatoria: Octubre 2017

Índice

1.	BRIQUETADORA DE DOS RODILLOS	3
2.	DECLARACIÓN CE DE CONFORMIDAD	4
3.	PRESENTACIÓN	5
3.1.	Introducción	5
3.2.	Descripción	5
3.3.	Implantación de la máquina.....	5
3.4.	Características principales.....	5
3.5.	Vista general	6
3.6.	Descripción de los grupos	6
3.7.	Características técnicas	7
3.8.	Funcionamiento de la máquina	7
3.9.	Producción y alcance.....	9
4.	MANUAL DE INSTALACIÓN Y PUESTA EN MARCHA	10
4.1.	Transporte y embalaje	10
4.2.	Ubicación y nivelación.....	10
4.3.	Puesta en marcha.....	11
5.	MANUA DE OPERACIONES	12
5.1.	Puesta en marcha por primera vez	12
5.2.	Ajustes de la máquina	12
5.3.	Arranque de la máquina.....	12
6.	MANUAL DE MANTENIMIENTO	14
6.1.	Genralidades sobre el mantenimiento de la máquina	14
6.2.	Desmontajes habituales.....	14
6.3.	Mantenimiento de transmisión principal	14
6.3.1.	Puntos de lubricación	14
6.4.	Mantenimiento grupo de compactación.....	15
6.5.	Mantenimiento del grupo hidráulico.....	15
6.5.1.	Limpieza y nivel de aceite.....	16
6.5.2.	Aceite hidráulico	16
6.5.3.	Puesta en marcha y mantenimiento.....	16
6.6.	Mantenimiento del equipo eléctrico	17
6.7.	Cuidados y limpieza generales	17
7.	SEGURIDAD	19

7.1.	Personal responsable de seguridad	19
7.2.	Notas generales de seguridad	19
7.3.	Elementos de seguridad	19
7.4.	Dispositivos de emergencia	20
7.5.	Dispositivos de señalización luminosa	20
7.6.	Dispositivos de señalización acústica	21
7.7.	Manipulación de sustancias lubricantes	21
7.7.1.	Placa de lubricación	21
7.8.	Puesta fuera de servicio y desmantelamiento de la máquina	22
7.9.	Reciclaje	22
8.	INCIDENCIAS	24
8.1.	Incidencias en la máquina	24
8.2.	Incidencias en el producto final	24
8.2.1.	Alteraciones de la dureza del compactado	24
8.2.2.	Adhesión del material a los rodillos	25
9.	RECAMBIOS	26
9.1.	Lista de recambios recomendados	26

1. Briquetadora de dos rodillos

Briquetadora de diseño propio de dos rodillos de compactación con cuatro cilindros hidráulicos, diseñada en fecha de octubre del 2017.

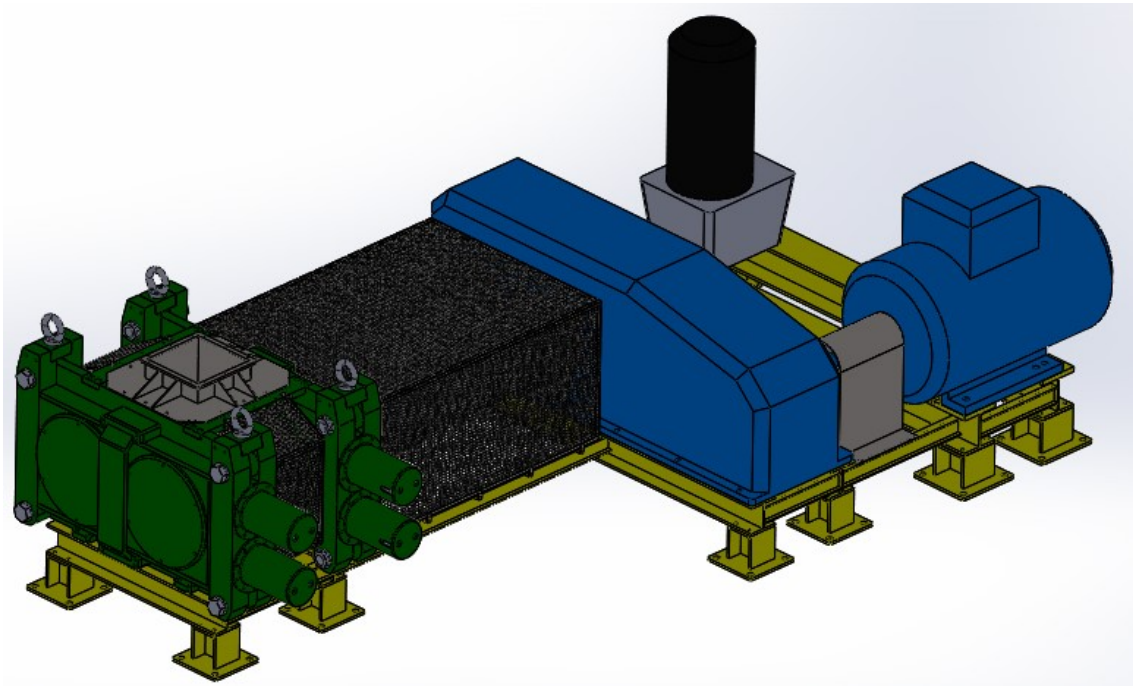


Figura 1.1. Vista general de la briquetadora (Fuente: propia)

2. Declaración CE de conformidad

3. Presentación

3.1. Introducción

La briquetadora usa la fuerza de presión que se genera entre los rodillos de compactación para compactar la materia prima en estado de polvo con el fin de obtener briquetas sólidas.

3.2. Descripción

La máquina está formada por un módulo de compactación (36), que es el grupo esencial y se encarga de compactar el polvo para obtener producto sólido. La fuerza de compactación se genera gracias a cuatro cilindros hidráulicos ubicados en uno de los laterales de la máquina. Los rodillos de compactación son accionados mediante un motor eléctrico (31) que transforma el par a través de un reductor (32). Los rodillos de compactación quedan unidos con el reductor mediante unos acoplamientos dentados (29). Todos los elementos de la briquetadora quedan montados sobre el chasis (34) que sirve de base.

3.3. Implantación de la máquina

Las dimensiones generales de la máquina son 4 metros de largo y 2 metros de ancho (aproximadamente tirando hacia el valor más elevado). La altura máxima de la briquetadora no supera los 1,4 metros (altura que no tiene en cuenta la tolva de alimentación o husillo de alimentación). En cada lateral del módulo de compactación se debe dejar un margen de espacio libre de, al menos, 1 metro para poder realizar la extracción de los rodillos de compactación.

Para más detalles consultar el plano “Briquetadora”.

3.4. Características principales

Las dimensiones de la máquina se pueden consultar en el apartado de plánsos. Las características más relevantes de la briquetadora son:

Denominación	Valor
Fuerza de compactación máxima (kN/cm)	80
Largada de rodillos (mm)	300
Diámetro de rodillos (mm)	500
Producción nominal (briquetas/hora)	187200
Potencia del motor (kW)	160
Potencia del motor de la central hidráulica (kW)	22
Velocidad nominal de giro de los rodillos (rpm)	13
Relación motor – reductor (i)	115
Consumo de potencia (kW·h)	182
Presión de trabajo (bar)	482
Peso de la máquina (tn)	10

Figura 3.1. Tabla de características de la máquina (Fuente: propia)

3.5. Vista general

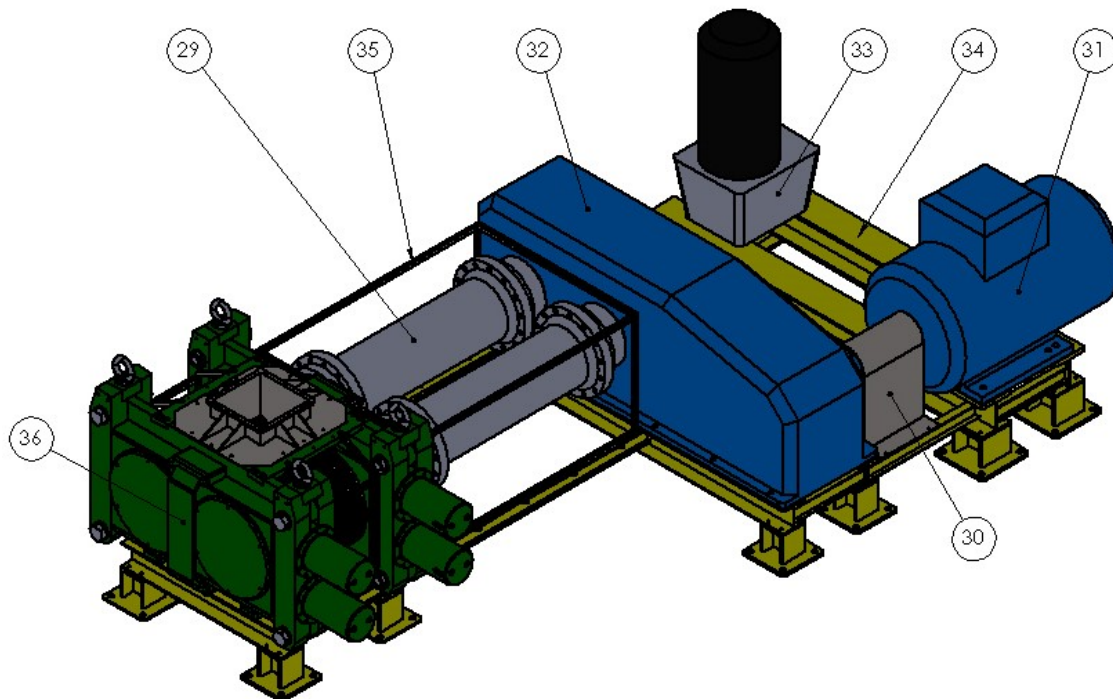


Figura 3.2. Vista general de la briquetadora (Fuente: propia)

- **Chasis (bastidor)** → 34
- **Grupo motriz** → 32,30,31
- **Transmisión** → 29
- **Módulo de compactación** → 36
- **Elementos de seguridad** → 35, 30
- **Grupo hidráulico** → 33
- **Panel de control**

3.6. Descripción de los grupos

- Chasis (bastidor):** estructura en soldadura de perfiles normalizados laminados en caliente. Mecanizados en CNC para preciso ensamblaje. Pintura tipo epóxida resistente a la corrosión. La máquina se apoya sobre la estructura mediante suspensión elástica para aislar vibraciones.
- Grupo motriz:** Potencia de motor principal gestionado mediante un variador de frecuencia y conectado a un reductor.
- Transmisión:** elementos que transfieren el movimiento rotativo del motorreductor al grupo de compactación . Acoplamiento elástico dentado absorbe las irregularidades y desalineaciones del movimiento.
- Grupo de compactación:** Dos rodillos presionados entre sí mediante cuatro cilindros hidráulicos. Compacta el material en polvo para obtener producto en estado sólido.
- Grupo hidráulico:** Hacen funcionar los cilindros de compactación. Está compuesto por:
 - Depósito de aceite hidráulico.
 - Grupo de presión (motor, bomba de engranajes).

- Reguladores y limitadores de presión.
 - Regulador de caudal.
 - Transductores de presión.
 - Manómetros de glicerina.
 - Acumuladores de alta y baja presión.
 - Electroválvulas de maniobra.
 - Cilindros hidráulicos.
 - Cunducción y racorería de acero inoxidable.
 - Aceite hidráulico.
- f) **Elementos de protección:** Cerramientos que mantienen los mecanismos resguardados para evitar accidentes. Su diseño no permite desmontarlos sin herramientas de mano.
- g) **Panel de control:** Formado por los elementos de gestionado de la máquina (variadores de frecuencia, etc.) permite programar y controlar los parámetros de la briquetadora.

3.7. Características técnicas

- **Grupo motriz**
 - Motor eléctrico principal: “ABB” 3~, 315SMD, L4, B5, IP – 65, PTC, 160 kW/1500 rpm, 380V 50/60 Hz.
 - Reductor: “Brevini” redcutor de ejes paralelos POSIRET TS, i = 115.
- **Transmisión**
 - Acoplamiento dentado: “Jaure” MTGX – HD 233, $T_N = 250800 \text{ N}\cdot\text{m}$.
 - Limitador del par: “R + W” ES2 series 2500 $T_N = 1950 - 2450 \text{ N}\cdot\text{m}$.
- **Grupo hidráulico**
 - Motor eléctrico: 4 polos 1500 rpm, 400V/50Hz, 180L, 22 kW.
 - Bomba: “Hawe Hydraulik” V22 tamaño 6916.
 - Caudal: volumen de suministro $16 \text{ cm}^3/\text{rev}$.
 - Presión máxima: 550 bar.
 - Cilindros de compactación: “ENERPAC” CLSG – 1006, 150 mm de carrera, fuerza máxima 929 kN, presión máxima de trabajo 700 bar.
 - Capacidad depósito: BL44 con 44 litros.
 - Aceite: DIN 51524 HLP46.

3.8. Funcionamiento de la máquina

El sistema usado para la formación de briquetas consiste en dos rodillos de compactación. Como muestra la imagen, el producto en polvo es conducido hasta la superficie de los rodillos. La alimentación de la máquina puede realizarse, ya sea mediante gravedad del peso propio del material a compactar a través de la tolva de alimentación, o con la ayuda de un husillo de alimentación. Normalmente, el método de alimentación depende de las características del polvo del material. Al pasar el polvo entre los dos rodillos, que ejercen una fuerza de compresión elevada el uno respecto el otro, las partículas del material cohesionan. En el momento de cohesión de partículas se genera calor y se forma una masa sólida, que al salir de la compactadora obtiene forma de briqueta sólida. El producto sólido obtenido se acerca mucho, en propiedades mecánicas, al material sólido natural, aunque, estos parámetros se pueden variar modificando los valores de la máquina en el panel de control. Las briquetas que van

saliendo de la máquina se envasan, mientras que el polvo y los pequeños fragmentos se reciclan para poder ser utilizados en el proceso de nuevo.

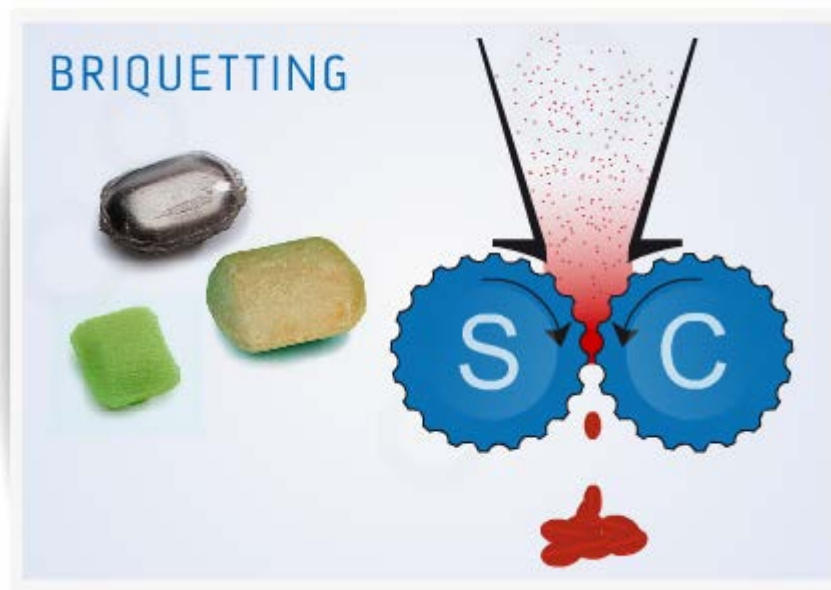


Figura 3.3. Proceso de fabricación de briquetas (Fuente: <http://bioresurs.com>)

A veces es necesario añadir aglutinante al producto en polvo para que sea capaz de cohesionar y pasar a estado sólido, pero esto depende del material usado.

La fuerza de compactación necesaria se genera gracias a un sistema hidráulico donde los cilindros hidráulicos empujan uno de los rodillos para que presione contra el otro.

Entre los dos rodillos existe una pequeña separación por donde pasa el material en estado de polvo y se somete a elevada fuerza de compresión, y como consecuencia de compactarse 1,5 – 3 veces, el material obtiene forma de cuerpo sólido.

Uno de los rodillos se encuentra fijo, mientras que el otro es un rodillo móvil (sobre el que se aplica la fuerza de presión) y tiene un cierto margen de desplazamiento para la seguridad (en caso de que entren objetos sólidos de tamaño considerable).

Los parámetros a modificar para obtener el producto deseado son:

- Velocidad de giro de los rodillos de compactación.
- Presión en los cilindros hidráulicos de compactación.

Si aumentamos la velocidad de giro de los rodillos aumentaremos la producción pero bajará la densidad de las briquetas y, por lo tanto, la calidad de éstas. Si bajamos la velocidad de giro la compactación se ejercerá con más eficiencia y aumentará la calidad del producto a precio de la producción. Por otro lado, podemos aumentar la presión en los rodillos pero bajando la producción, sin embargo, si la presión no es lo suficientemente alta las briquetas corren el peligro de malformación e incluso no formación de cuerpo sólido.

3.9. Producción y alcance

- Motor principal “ABB” 3~, 315SMD, L4, B5, IP – 65, PTC, 160 kW/1500 rpm, 380V 50/60 Hz.
- Motor grupo hidráulico 4 polos 1500 rpm, 400V/50Hz, 180L, 22 kW.
- Velocidad de giro entre 4 y 20 rpm (dependiendo del producto en polvo usado).
- Fuerza de compresión de 2400 kN en total y 600 kN por cilindro hidráulico que corresponde a una presión de 450 bar.

IMPORTANTE: No se debe hacer funcionar la máquina por encima de ésta fuerza de compactación.

ATENCIÓN: prestaciones estándar de la máquina. Se debe modificar según el producto a comprimir. La máquina se entrega una vez adaptada a las solicitudes del cliente.

4. Manual de instalación y puesta en marcha

IMPORTANTE: la máquina deberá funcionar siempre con los elementos de seguridad instalados.

4.1. Transporte y embalaje

- **Embalaje:** debe proteger de ataques físico – químicos y riesgos mecánicos. Sellado en bolsas de plástico y dentro de cajas de madera. Tener en cuenta el transporte transoceánico y el peso de la máquina. El transporte se puede efectuar tanto de la máquina entera como por partes (módulo de compactación, chasis, motor, reductor, acoplamientos, etc.).
- **Trasporte:** se realiza según las preferencias del cliente. Aconsejable transporte sobre tierra, camiones con remolque o culaquier otro medio apto para ello. Tener en cuenta las dimensiones de la máquina, del embalaje y del peso total.

- **Simbología del embalaje:**

- Frágil



- Hacia arriba



- Elingas aquí



- Proteger de humedad



- Centro de gravedad



4.2. Ubicación y nivelación

Para el desplazamiento de la máquina se usan cáncamos en los extremos del chasis.

Para eliminar ruidos, la máquina puede ir montada sobre cojines de caucho o goma elástica.

Importante nivelar la máquina y conseguir una perfecta horizontalidad.

IMPORTANTE: si la máquina se instala en una plataforma o planta superior se debe verificar la capacidad de resistencia del suelo.

Se debe evitar, en la medida de lo posible, el funcionamiento en atmósfera corrosiva.

4.3. Puesta en marcha

1. Conectar la máquina co su cuadro eléctrico. Cada manguera tiene un código marcado que debe coincidir con el conector tanto en la máquina con en el cuadro.
2. Conectar el cuadro a la red eléctrica.
3. Activar el cuadro eléctrico.
4. Finalmente, se enciende la pantalla de inicio. Una vez finalizada laa instalación se debe hacer todas las pruebas y test necesarios para asegurar el correcto funcionamiento de la máquina.

5. Manua de operaciones

5.1. Puesta en marcha por primera vez

IMPORTANTE: debe realizarse por personal autorizado, dado que es muy importante la correcta ejecución.

Antes de entrar en servicio deben comprobarse:

- Llenado con aceite/grasa de los reductores.
- Llenado con aceite del grupo hidráulico.
- Comprobación de los acumuladores de presión para el circuito hidráulico.
- Limpieza de la máquina antes de su puesta en marcha.

Dependiendo de los rodillos, después de varias horas de trabajo la superficie de los rodillos se suaviza bajo la presión operante.

Los rodillos deben ser limpiados con un producto de limpieza atóxico (Klüber SOLUTIN NR).

5.2. Ajustes de la máquina

Ordenador que gobierna la máquina.

El orden de marcha implica que:

- La conexión a la red eléctrica ha sido efectuada.
- Se ha realizado la interconexión entre armario eléctrico y la máquina.
- Tolva de carga llena de producto, o aalimentador externo operativo.
- La máquina ha sido encendida y el programa iniciado.
- Ninguna alarma está activada.

Ajuste de velocidad de compactación:

- Menor velocidad → Mayor durezaa (menos aire) y menor producción.
- Mayor velocidad → Menor dureza (más aire) mayor producción.

Velocidad de rotación: máximo 20 rpm y mínimo 4 rpm. Están limitados por el funcionamiento interno del variador de frecuencia.

Al variar la velocidad de alimentación laa cantidad de producto será mayor o menor a compactar. Como consecuencia, nos dará unas briquetas de mayor o menor grosor.

Ajuste de la fuerza de compactación:

- Menor fuerza → Mayor espesor y menor cohesión.

La fuerza máxima de compactación es de 2400 kN y la mínima es de 600 kN.

5.3. Arranque de la máquina

- Prévio al inicio de la operación:
No podríamos arrancar la máquina con producto entre los rodillos (diseño seguro)

ATENCIÓN: para evitar daños durante el arranque, es preciso comprobar que la cámara de compactación se encuentra libre de producto y que la fuerza de compresión se ha regulado al mínimo.

- Modo de operación de la máquina antes de arrancar:
 - Regular la fuerza de compactación al mínimo.
 - Regular la velocidad de los rodillos al mínimo.
 - Regular la velocidad de alimentación al mínimo.
- Secuencia de arranque:
 - Arrancar los cilindros y subir el régimen de giro al máximo.
 - Arrancar el sistema de alimentación y fijar su régimen a la mitad.
 - Aumentar la fuerza de compactación progresivamente hasta que salgan briquetas.
- Durante la marcha:
 - La fuerza y la densidad de las briquetas depende de la presión de los rodillos, de la velocidad de alimentación y de la velocidad de giro de los rodillos.
 - Encontrar la relación óptima.
- Detalles:
 - Si las briquetas no son lo suficientemente duros, debe reducirse la velocidad de giro.
 - Primero aumentamos la velocidad de rotación de los rodillos y, para ajustar la dureza, subimos la velocidad de alimentación.
- Modificación de parámetros con la máquina en marcha:

Se puede hacer pero con precaución y los resultados no son inmediatos.

6. Manual de mantenimiento

6.1. Generalidades sobre el mantenimiento de la máquina

- Sustitución de consumibles.
- Ajuste y control de órganos regulables.
- Engrase y lubricación periódica de órganos en movimiento.
- Limpieza de la máquina.

Advertencias:

- Toda operación debe realizarse con la máquina totalmente parada.
- Para productos corrosivos u oxidantes debe efectuarse una exhaustiva limpieza de la máquina después de cada parada superior a 2 horas (tiempo fijado para cada producto en particular). Importante en productos con tendencia a formar aglomeraciones y autocompactación.
- El grupo hidráulico deberá estar sin presión, cámara de alimentación descargada.
- Después de una operación de mantenimiento importante, es obligatorio comprobar el orden de marcha antes de arrancar (manual de operaciones).
- Los tipos de lubricantes recomendados son adecuados para un uso en un entorno industrial, no siendo necesariamente compatible con el producto.
- Es responsabilidad del cliente conocer las incompatibilidades de su producto.

6.2. Desmontajes habituales

No se efectuará ningún desmontaje estando la máquina conectada.

Es necesario desconectar siempre la corriente desde el interruptor principal del cuadro.

Se debe emplear herramientas de calidad y adecuadas. Se evita el uso de llaves universales (llaves inglesas), mordazas, etc. En desbloques mediante golpeteo se emplearán martillos con cabeza de plástico o interponer un elemento amortiguador del impacto.

6.3. Mantenimiento de transmisión principal

Se reduce al control de elementos lubricados (acoplamientos dentados, reductor, rodamientos).

Este trabajo se realiza retirando el elemento protector quedando a la vista el mecanismo.

Siempre desconectar la máquina desde el interruptor general del armario eléctrico.

6.3.1. Puntos de lubricación

- **Limitador del par:** tipo de lubricación grasa consistente DIN51818 NLGI 2, control semanal.
- **Acoplamiento dentado:** grasa según recomendaciones del fabricante.
- **Reductor:** aceite según recomendaciones del fabricante.

Se recomienda seguir las instrucciones de mantenimiento dados por el fabricante del producto.

Es importante volver a colocar la cubierta de protección de los acoplamientos dentados para evitar la contaminación de la grasa lubricante y por seguridad propia.

6.4. Mantenimiento grupo de compactación

Se limita a los siguientes puntos:

- Limpieza según la práctica habitual del proceso productivo.
- Control de desgaste de las placas de la boca de alimentación.

Los elementos rodantes, como los rodamientos, al estar encerrados en un alojamiento no requieren de mantenimiento alguno, siempre y cuando no los retenes se encuentren en perfecto estado y no hay contaminación por parte del producto en la caja del alojamiento.

Únicamente en caso de extraer el grupo de la máquina o si se produce alguna avería, se procederá un desmontaje completo de los elementos para examinar el estado general, estado de grasa, sustitución de rodamientos y siempre los elementos de estanqueidad (juntas tóricas, sellos radiales).

Es una operación que requiere de buena práctica mecánica, herramientas de calidad e instalaciones adecuadas.

Para acceder a la cámara de compactación se deben realizar los siguientes pasos:

1. Previamente retirar la tolva de alimentación.
2. Desconectar la máquina desde el interruptor general del armario eléctrico.
3. Retirar los pasadores que sujetan las vigas de la estructura.
4. Abrir las vigas verticales y extraer los grupos de rodillos de compactación.

ATENCIÓN: esta operación sólo puede ser llevada a cabo por personal autorizado.

Desde la pantalla existe la posibilidad de accionar los distintos grupos, quedando anulados los dispositivos de seguridad.

ATENCIÓN: existe peligro de atrapamiento.

5. Con el grupo liberado de la máquina, tendremos acceso a los rodillos pudiendo proceder con su limpieza.
6. Para el montaje procedemos a la inversa procurando que los grupo de rodillos encajen perfectamente.

Elemento de lubricación son los rodamientos de rodillos con grasa consistente tipo DIN51818 NLGI2, sólo al desmontar.

6.5. Mantenimiento del grupo hidráulico

Da presión a los cilindros hidráulicos de compactación.

Consiste en comprobación de fugas de aceite en las uniones, tanto fijas como desmontables, y que el nivel de aceite del dispositivo sea el correcto.

ATENCIÓN: el circuito, una vez desconectada la máquina, queda despresurizado, por lo que el nivel de aceite en el depósito aumentará ligeramente (el volumen de aceite desalojado de los acumuladores).

Sólo se debe comprobar el nivel de aceite con la máquina totalmente desconectada de la red eléctrica.

6.5.1. Limpieza y nivel de aceite

Asegurarse de que el sistema está completamente limpio internamente antes de llenarlo de aceite. Examinar el filtro, el depósito y la línea de aspiración. Verificar que el montaje de la tapa del depósito y el filtro de aire no permite entrar aire sin filtrar en el depósito.

Utilizar el aceite adecuado y que esté completamente limpio. Ningún sistema falla por estar demasiado limpio.

Al trasegar el aceite del bidón al depósito, extremar todas las precauciones para evitar que la suciedad entre en el sistema. Limpiar los bordes del bidón y comprobar que no está contaminado. Verificar que el equipo que se utiliza para trasegar el aceite estén perfectamente limpios. Siempre que sea posible utilizar una unidad portátil de bombeo. Finalmente, comprobar que los tapones de los filtros están correctamente colocados.

La presión máxima de trabajo es de 550 bar, el volumen aproximado del depósito de aceite es de 44 litros, se usa aceite según DIN51524 HLP, la viscosidad del aceite según DIN51519 ISO VG 46.

6.5.2. Aceite hidráulico

Para asegurar una duración óptima es necesario que el aceite trabaje a temperatura adecuada de servicio (40 – 50 °C).

Es recomendable seguir las instrucciones de conservación y manipulación del fabricante del fluido. El cambio de aceite se debe efectuar cada 2000 horas de servicio, o por lo menos, una vez al año.

- Periodicidad revisión nivel: 50 horas.
- Periodicidad cambio aceite: 2000 horas o 1 año.
- Periodicidad cambio filtro: 2000 horas o 1 año.

Se deben tener en cuenta las oscilaciones térmicas ambientales ya que influyen en la viscosidad del aceite y, por lo tanto, en el buen funcionamiento del sistema.

IMPORTANTE: es conveniente limpiar el depósito en cada cambio de aceite, así se evita la acumulación de lodos y humedad dentro del mismo.

6.5.3. Puesta en marcha y mantenimiento

Antes de la puesta en marcha:

- Comprobar el nivel de aceite en el depósito.
- Llenar con aceite la bomba y los componentes.
- Comprobar que las válvulas de aspiración están abiertas.
- Comprobar que el voltaje de todos los componentes eléctricos se ajusta al suministro.

- Asegurar que la máquina está lista para trabajar y que el personal está fuera de áreas de peligro.

Puesta en marcha:

- Comprobar que el sentido de giro del motor es correcto.
- Purgar el sistema manualmente y comprobar su funcionamiento sin estar a plena presión de servicio.
- Comprobar el nivel, por descompensaciones.
- Efectuar las regulaciones de presión y velocidad que sean precisas.

Registros y revisiones recomendables:

- Ciclo de tiempos de la máquina.
- Temperatura del aceite durante el trabajo.
- Lectura de los manómetros.
- Ruidos anormales.
- Comprobar nivel y fugas.
- Horas de trabajo del sistema.
- Limpieza y sustitución de los filtros.
- Comprobar las condiciones del aceite.
- Comprobar la carga de los acumuladores.

6.6. Mantenimiento del equipo eléctrico

No hay un mantenimiento específico del apartado. En general se exige el mayor grado de limpieza posible para los componentes eléctricos, evitando la acumulación de polvo y suciedad. Se aconseja quitar el polvo acumulado (mediante pistola o aspirador).

Control periódico del consumo de los motores (intensidad) permite descubrir anomalías en los valores medios. Estos no deben sobrepasar nunca los indicados en las placas.

El resto de componentes pasivos no requieren ningún tipo de mantenimiento y sólo exigirán su reemplazo en caso de rotura o mal funcionamiento.

La intervención en estos elementos debe ser realizada por personal técnico autorizado.

6.7. Cuidados y limpieza generales

Implica limpiar tanto el interior como el exterior de la máquina.

Se desaconseja el soplado con aire comprimido debido a la excesiva dispersión del producto, existiendo incluso riesgo de explosión si es de carácter pulverulento, así como contaminación cruzada de otros productos o de los aceites y grasas lubricantes de la máquina.

Lo más adecuado es la retirada del producto mediante un aspirador de tipo industrial.

Se realizan los desmontajes necesarios para eliminar cualquier resto de producto de la zona de compactación o de cualquier otro punto de trabajo.

Nunca se deberá limpiar los rodillos de compactación y partes adyacentes con agua, ya que esto, en función del producto compactado, puede resultar muy corrosivo para la unión entre los ejes y los rodillos de compactación.

Si la máquina va a permanecer largo tiempo parada se aplicará un aceite inhibidor de la corrosión en las zonas de trabajo de la máquina. Al volver a poner la máquina en marcha se debe limpiar, en profundidad, retirando el producto anticorrosivo. El uso de productos abrasivos es desaconsejable.

Desconectar la máquina de la red para realizar todos los trabajos de limpieza. Así mismo, se observarán todas las medidas de salud e higiene laboral que sean preceptivas para el trabajador.

7. Seguridad

7.1. Personal responsable de seguridad

El manejo de la máquina sólo puede ser llevado a cabo por personal formado y entrenado específicamente de la misma.

OPERARIO

Persona física que utiliza la máquina o da autorización para emplearla.

El operario de asegurarse que:

- Se observen todas las regulaciones, notas y leyes vigentes.
- Que solo personal cualificado trabaje con la máquina.
- Que la documentación de la máquina esté disponible en todo momento.
- Que se prohíba a toda persona ajena no cualificada trabajar con la máquina.

PERSONAL CUALIFICADO

Persona que debido a su formación, experiencia, conocimientos y prácticas de seguridad está autorizada a realizar los trabajos necesarios.

7.2. Notas generales de seguridad

No presenta una lista completa.

La máquina corresponde a la tecnología actual y su funcionamiento es seguro.

Durante el funcionamiento de la máquina la vida del personal puede estar en peligro cuando:

- El personal que trabaja con la máquina no tiene cualificación necesaria.
- La máquina no se utiliza debidamente.

El diseño de la instalación donde se ubicará la máquina debe realizarse de modo que no se produzcan averías de funcionamiento o daños al personal.

Es aconsejable tomar las medidas apropiadas para que en caso de fallo de la máquina no se produzcan daños materiales.

Nunca se debe poner en funcionamiento la máquina cuando se haya detectado una avería.

Está prohibido modificar o manipular la máquina sin autorización previa.

7.3. Elementos de seguridad

Recomendamos la no manipulación de los dispositivos e indicaciones implantadas a tal fin, a la vez que como fabricantes nos exime públicamente de cualquier responsabilidad al respecto.

Según lo indicado en la directiva de seguridad de máquinas 2006/42 CE, se consideran los aspectos de seguridad intrínsecos siguientes:

- a) Por su misma construcción, la máquina es apta para realizar su función, regulación y mantenimiento sin que las personas se expongan a riesgo alguno cuando las operaciones se llevan a cabo en las condiciones previstas por el constructor.
- b) Al optar por las soluciones más adecuadas, se han aplicado los siguientes principios:
 - Eliminar o reducir los riesgos en la medida de lo posible.
 - Adoptar las medidas de protección necesarias frente a los riesgos que no han sido eliminados.
 - Se ha informado a los usuarios de los riesgos residuales y sus recomendaciones para ser tratados.
- c) La máquina se entrega con todos los equipos o accesorios especiales y esenciales para que pueda ser regulada, mantenida y usada sin riesgos.

Todas las indicaciones referentes a seguridad recogidas en los manuales suministrados son de cumplimiento obligatorio.

7.4. Dispositivos de emergencia

Se han dispuesto varios dispositivos en el cuadro eléctrico y en la máquina para emplear en caso de emergencia.



Figura 7.1. Proceso de fabricación de briquetas (Fuente: www.solutionplanthire.com.au)

- Interruptor general en el cuadro eléctrico, poner en posición "0" siempre que se accede al interior del cuadro eléctrico.
- Piloto indicador de tensión en cuadro, se iluminará siempre que se tenga tensión en el cuadro eléctrico.
- Paros de emergencia en laterales de la máquina, con desenclavamiento manual.
- Paros de emergencia en el frontal del cuadro eléctrico, con desenclavamiento manual.

7.5. Dispositivos de señalización luminosa

En el techo del armario eléctrico se encuentra un semáforo con tres pilotos de color que, en función del estado de la máquina, se iluminarán de modo intermitente, fijo o permanecerán apagados.



Figura 7.2. Proceso de fabricación de briquetas (Fuente: www.logismarket.com.ar)

- **Rojo intermitente:** disparo de alarma.
- **Amarillo intermitente:** preparado para funcionamiento en modo manual.
- **Amarillo fijo:** funcionamiento en modo manual.
- **Verde intermitente:** preparado para funcionamiento en modo automático.
- **Verde fijo:** funcionamiento en modo automático.

7.6. Dispositivos de señalización acústica

Como complemento sonará una señal acústica en caso de incidencia.

Un sonido intermitente con una cadena de 0,4 segundos entre pitidos nos indica que se ha producido una incidencia en la máquina.

7.7. Manipulación de sustancias lubricantes

La experiencia en la manipulación de sustancias lubricantes ha puesto de relieve que, observando las reglas elementales de protección e higiene en el trabajo y en la industria, no ha de temerse, generalmente, ningún perjuicio para la salud.

La Asociación de las Empresas de Aceite Mineral, en Alemania, recomienda las precauciones fundamentales siguientes:

- Evitar el contacto cutáneo repetido y prolongado. Usar guantes protectores y delantales.
- Cambiar inmediatamente la ropa embebida en aceite. No llevar trapos de limpieza ambadurnados de aceite en los bolsillos.
- Evitar respirar nieblas y vapores de aceite.

7.7.1. Placa de lubricación

En ella se recogen las diferentes clases de lubricantes que se pueden emplear en los órganos de accionamiento de la máquina.

Se deberán seguir las instrucciones referentes a la lubricación recogidas en el manual de mantenimiento de cada equipo. El contenido de la placa es válido si no está indicado el tipo de lubricante en las instrucciones. En caso de dudas consultar con el proveedor de lubricantes.

Aplicación	Tipo de lubricante	Grado alimentario	No alimentario
Reductor engranajes	ISO VG 220	Klüberoil GEM 1 220 (H2)	Lamora 220
Engrase centralizado	ISO VG 150	Klüberoil GEM 1 150 (H2)	Lamora 150
Rodamientos	DIN 51818 NLGI2	Klübersynth UH1 14-222 (H1)	Klüberlub BE 41-542
Alojamientos	DIN 51818 NLGI 00	Klübersynth UH1 14-1600 (H1)	K.Synth GE 46-1200
Circuito hidráulico	DIN 51524 HLP 46	K.Summit HYSYN FG-46 (H1)	Lamora HLP 46
Lubricante de montaje	ISO VG 1500	Spray Klüberoil 4 UH1 1500 (H1)	

7.8. Puesta fuera de servicio y desmantelamiento de la máquina

Se procederá al finalizar el ciclo útil de la máquina, de la manera más segura y considerando los factores tanto humanos como ecológicos.

Proceder al desmantelamiento de los elementos de forma que se garantice la estabilidad de los componentes restante de la máquina.

El procedimiento general es:

1. Desconectar la máquina de la red.
2. Separar físicamente los conductos del cuadro eléctrico que van unidos a la máquina.
3. Comprobar que no tenemos tensiones residuales en el circuito.
4. Desmontar todas las protecciones.
5. Eliminar los elementos auxiliares externos a la zona de trabajo.
6. Proceder con los demás elementos actuando primero en las piezas más elevadas.
7. Vaciado de todos los líquidos y tratamiento de los mismo como residuos peligrosos. Contactar con el servicio de recogida de residuos.
8. Una vez separados los elementos de unión de la pieza a desmontar, ésta se situará en un lugar adecuado de modo que se impida el riesgo de caída.
9. Separación de materiales plásticos y metálicos para su posterior tratamiento como residuo o chatarra.

7.9. Reciclaje

Se ruega proteger el medio ambiente y devolver todos los materiales reciclables según los reglamentos locales.

Tipo de material		Acción	
Material de transporte	Paletas	Devolver al fabricante o transportista	
	Materiales de embalaje	Cartones	Reciclar
		Plásticos	Reciclar
		Madera	Volver a utilizar o deshacer
		Virutas	Volver a utilizar o deshacer
Lubricantes	Aceite, grasas	Evacuación según los reglamentos locales	
Componentes	Chasis	Acero	Reciclar por separado
	Rodamientos, ejes, etc.	Acero, fundiciones	Reciclar por separado
	Protecciones	Acero inox.	Reciclar
	Juntas, sellos radiales	Plástico, caucho	Basura especial

8. Incidencias

8.1. Incidencias en la máquina

Cualquier problema de la máquina debe estar en manos de personal cualificado con las herramientas y equipos necesarios.

Problema	Posible causa	Solución	Mensaje
La máquina no arranca	Verificar que llega corriente eléctrica a la máquina	Modificar en cada caso	Mensaje en pantalla
	Verificar el paro e emergencia		
	Verificar que no hay puertas abiertas		
... Pero el motor gira	El eje de salida de reductor no lo hace	Posible avería del reductor	Mensaje en pantalla
El eje de salida giro pero los rodillos no	Rotura en acoplamiento dentado	Reemplazar	
La máquina se para	Objeto extraño en la cámara de compactación	Girar los rodillos en sentido contrario	
		Desbloquear la máquina	Mensaje en pantalla
	Sistema de alimentación	Limpiar	
	Demasiada presión	Bajar la presión en los cilindros de compactación y girar la máquina	
Consumo excesivo del motor principal	Demasiado producto entre los rodillos	Aumentar la velocidad de los rodillos o reducir la velocidad de alimentación	

8.2. Incidencias en el producto final

8.2.1. Alteraciones de la dureza del compactado

Más dureza	Menos dureza
Mayor velocidad de alimentación	Menor velocidad de alimentación
Menor velocidad de rodillos	Mayor velocidad de rotación de rodillos
Mayor densidad del material	Menor densidad del material
Adición de un fijador (H ₂ O, almidón,...)	Adición de agentes antifijadores
Reciclaje de material de menor tamaño	Trituración del material de menor tamaño

8.2.2. Adhesión del material a los rodillos

Parte	Fallo	Remedio
Rodillos lisos	Trocitos de comprimidos adheridos	Colocar limpiador
Rodillos con forma	Adherencia y rotura de las briquetas	Cambiar perfil del rodillo o forma de briquea
		Aumentar la presión de alimentación
		Reducir el contenido del fijador
		Aplicar un medio de separación a las herramientas
	Material adherido en el interior de la cavidad	Anverso: colocar limpiador adecuadamente
		Pulir las cavidades

9. Recambios

9.1. Lista de recambios recomendados

- Rodamiento de rodillos a rótula: SKF 23052 CCK/W33, 4 unidades.
- Sello radial: SKF 240×270×16 HDS1 R, 2 unidades.
- Sello radial: SKF 295×335×18 HDS1 R, 4 unidades.
- Junta tórica: EPIDOR NBR70 410×4, 4 unidades.
- Elemeto flexible del limitador del par: R+W ES2, 1 unidad.

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

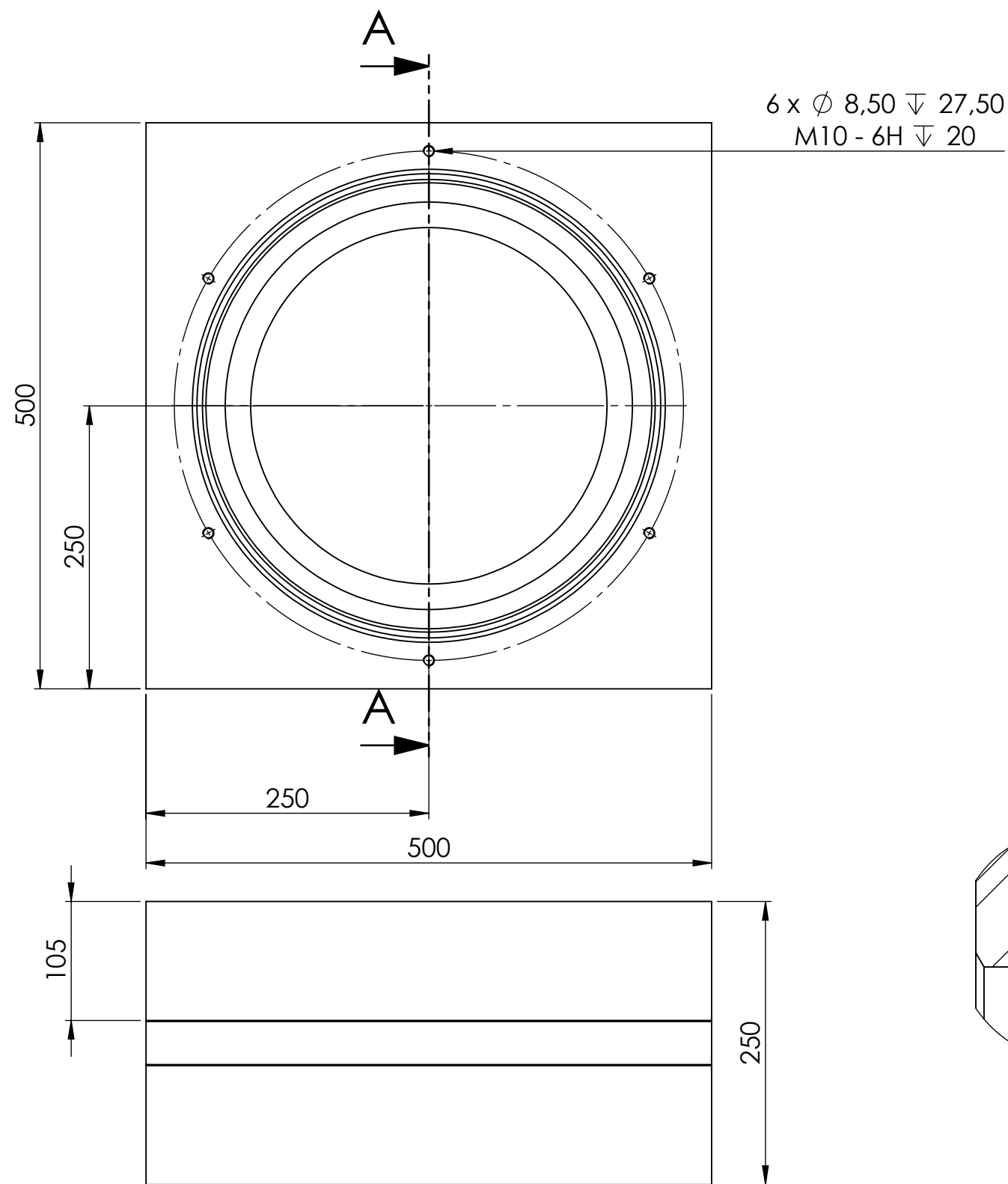
DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS



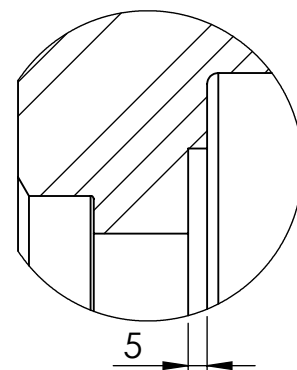
Volumen V

Plános

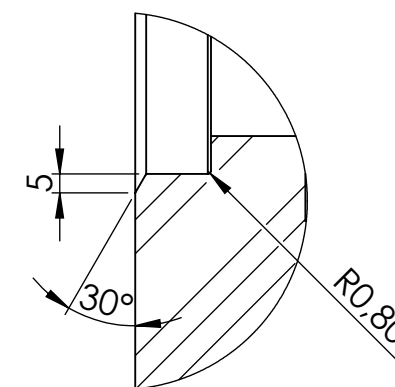
Autor:	Anton Volkov
Director:	Juan Velázquez Ameijide
Departamento	EM
Convocatoria:	Octubre 2017



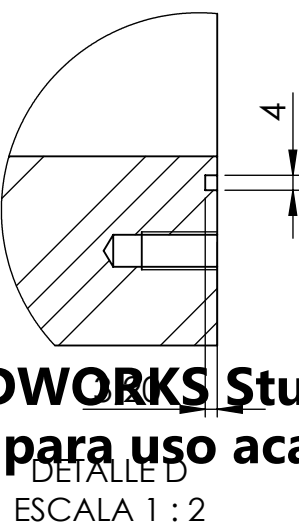
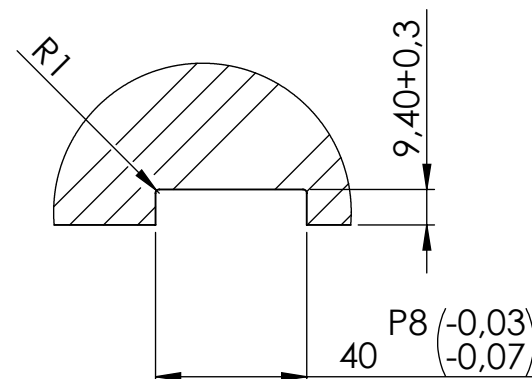
DETALLE B
ESCALA 1 : 2



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

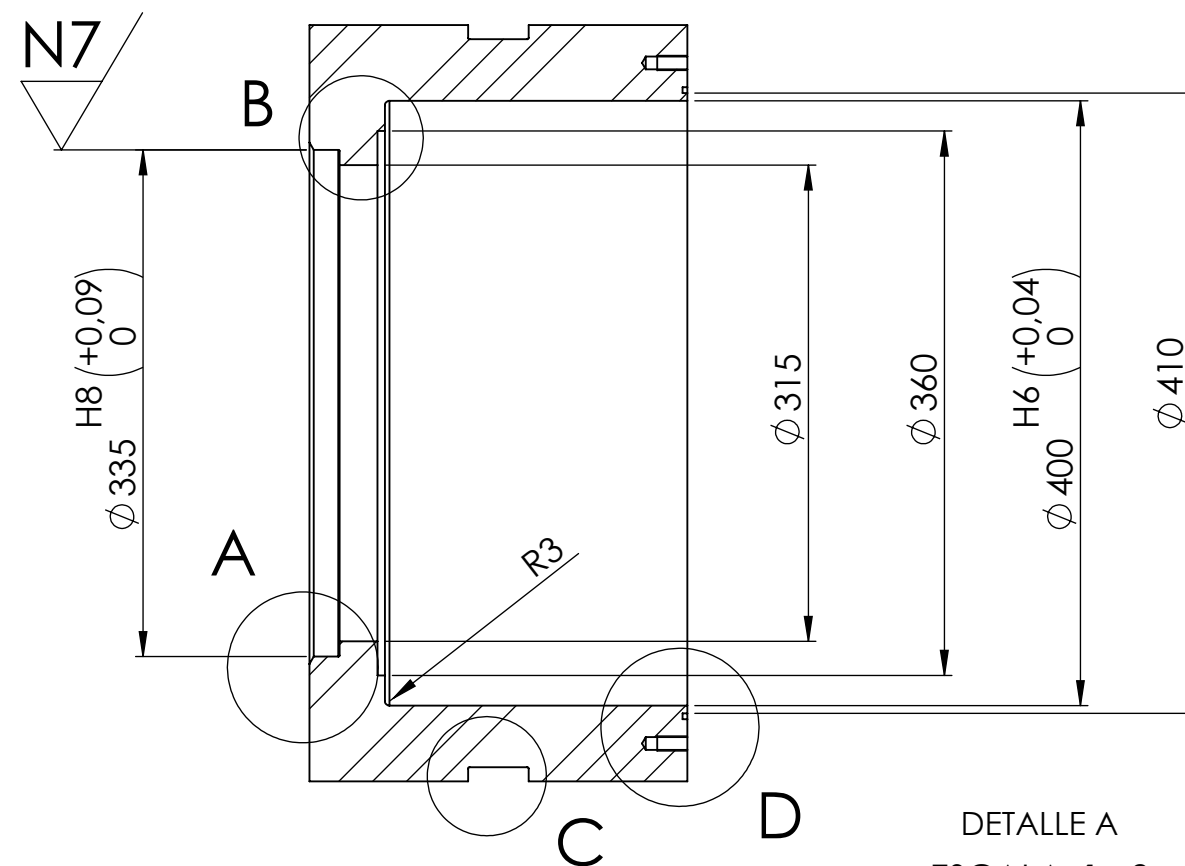


DETALLE C
ESCALA 1 : 2



SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

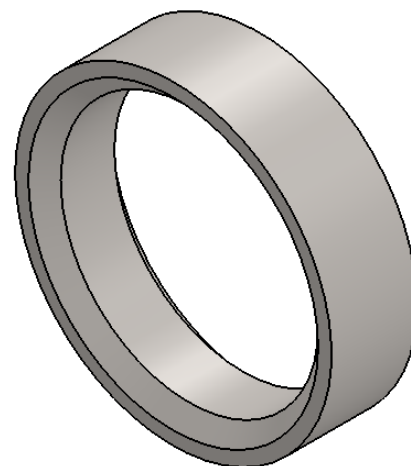
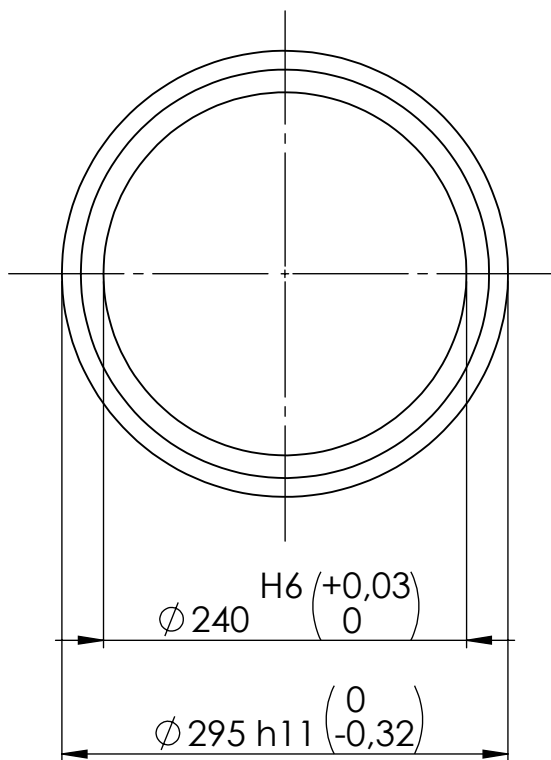
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



NOTA: diámetro 410 mm corresponde al diámetro interior de la junta tórica

NOTA: taladro roscado 6xM10

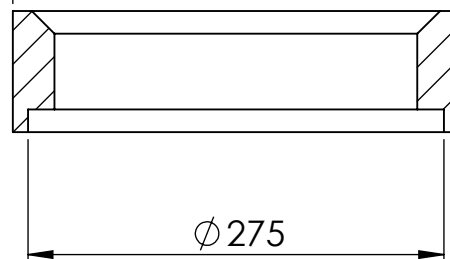
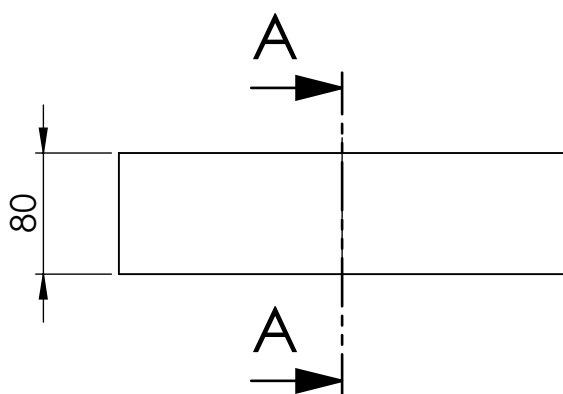
<div><div>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</div></div>		Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:		
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS		
COMPROBADO POR	Juan Velázquez					
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO: Alojamiento rodamiento		A3
		MASA:		ESCALA:1:10		



Rectificado

N5

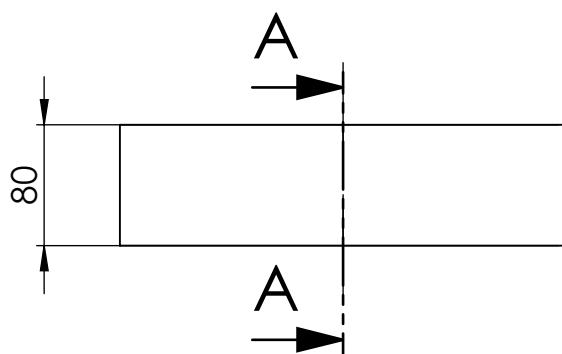
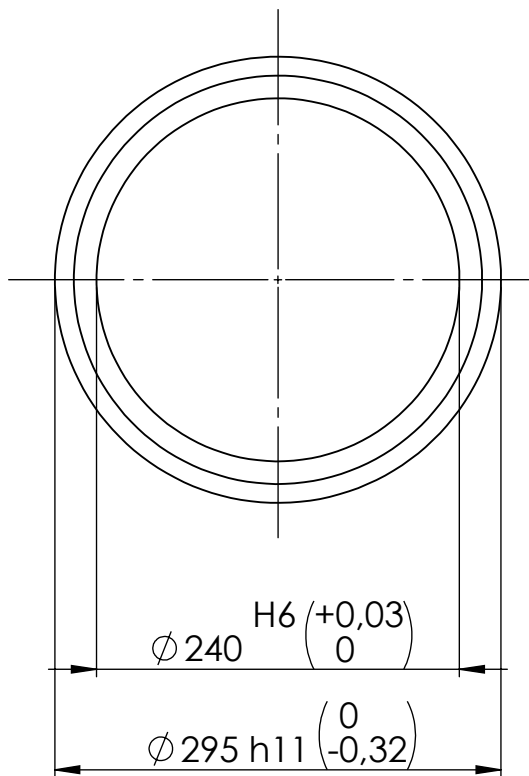
SECCIÓN A-A



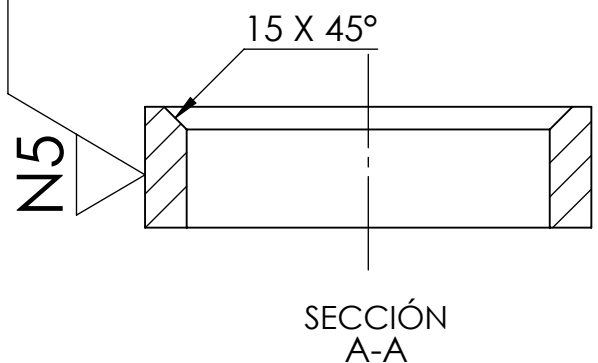
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:		
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS		
COMPROBADO POR	Juan Velázquez					
<div>SOLIDWORKS Student Edition.</div> <div>Solo para uso académico.</div> <div>Las copias de este programa no se pueden distribuir sin el consentimiento escrito de Autodesk, Inc. o de sus licenciantes. Si no indica lo contrario</div>				DESIGNACIÓN DEL PLANO:		
				Anillo distanciador fijación		A4
MASA:				ESCALA 1:5	Nº. de plano: 1	

A4

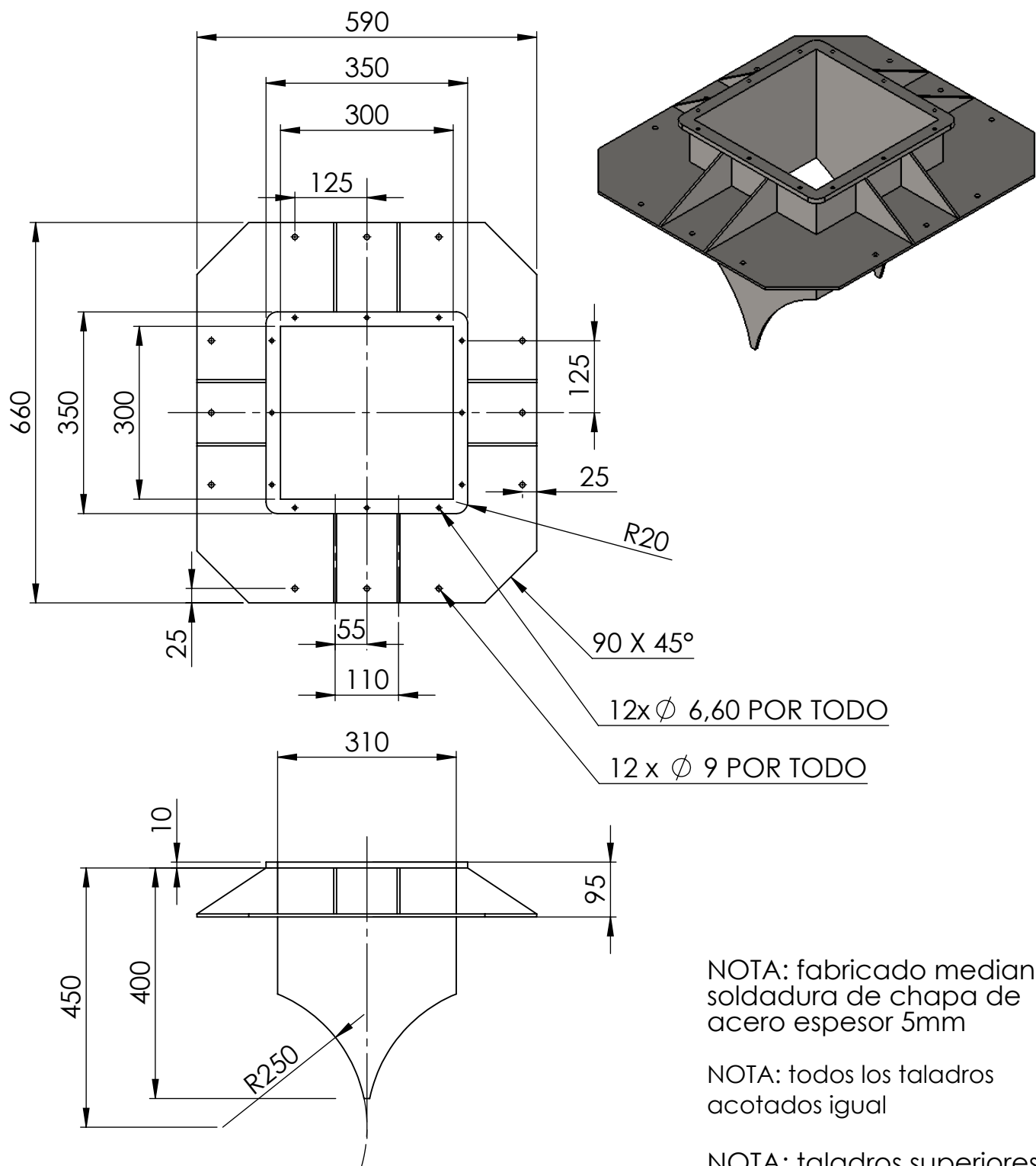


Rectificado

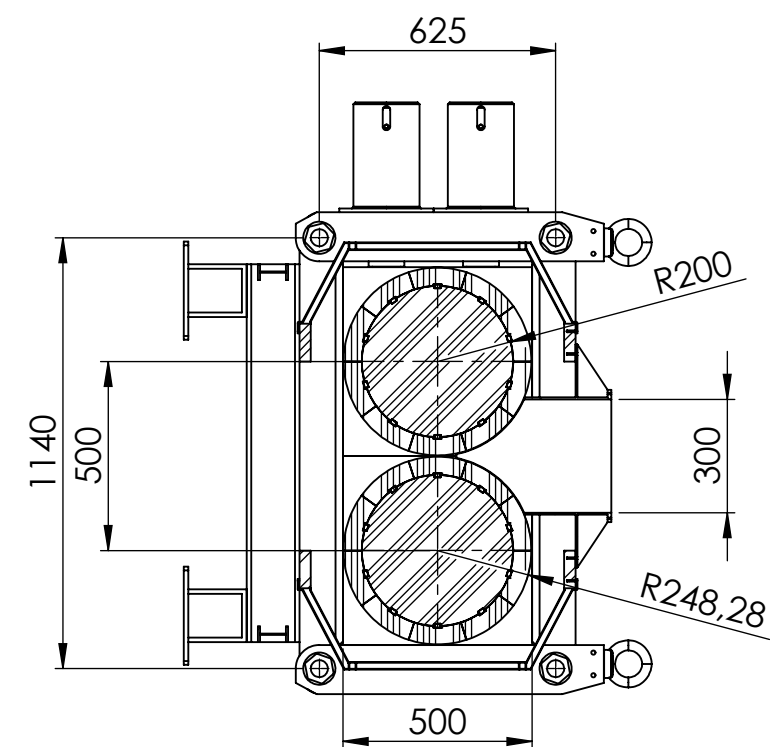
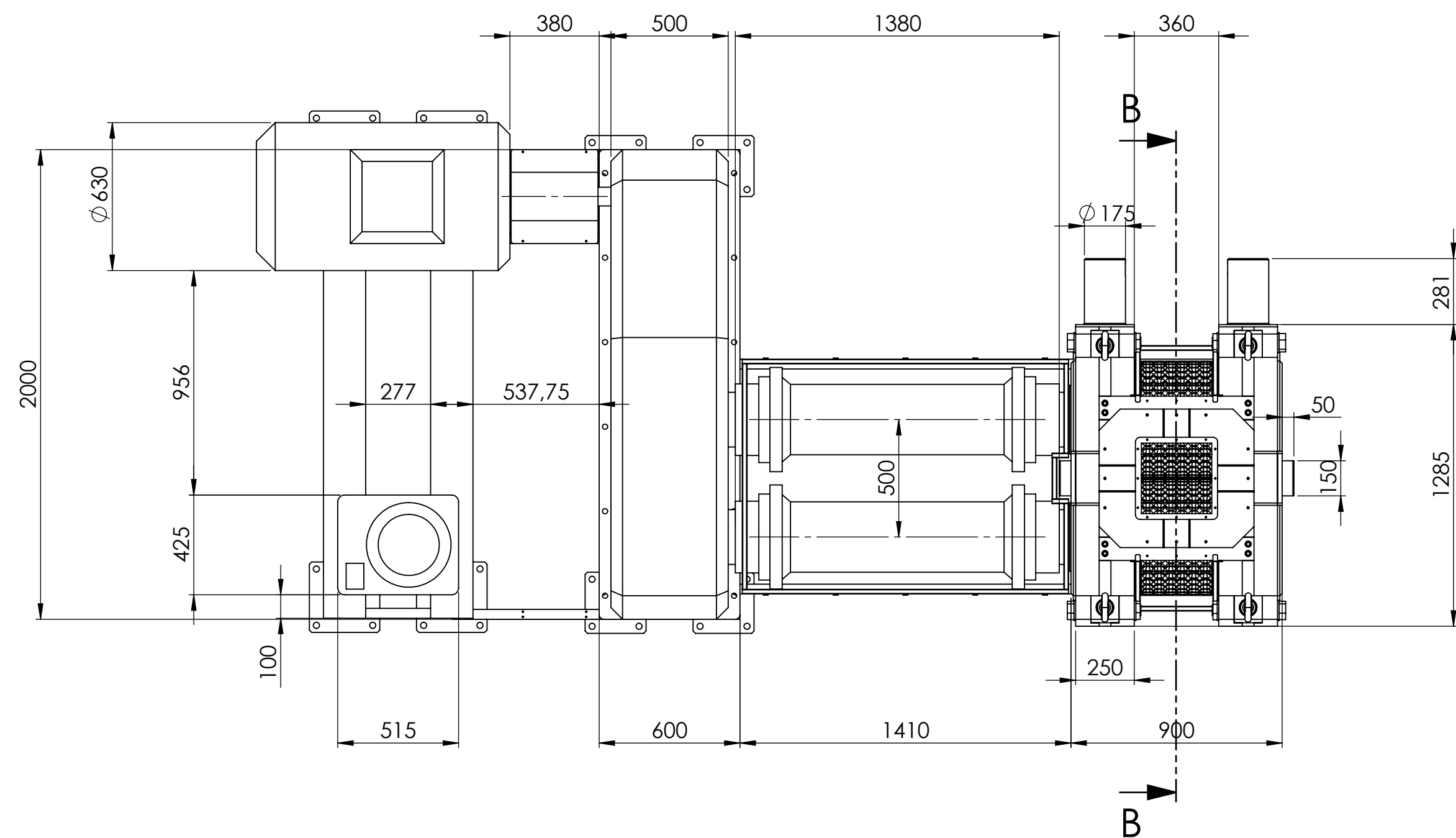


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

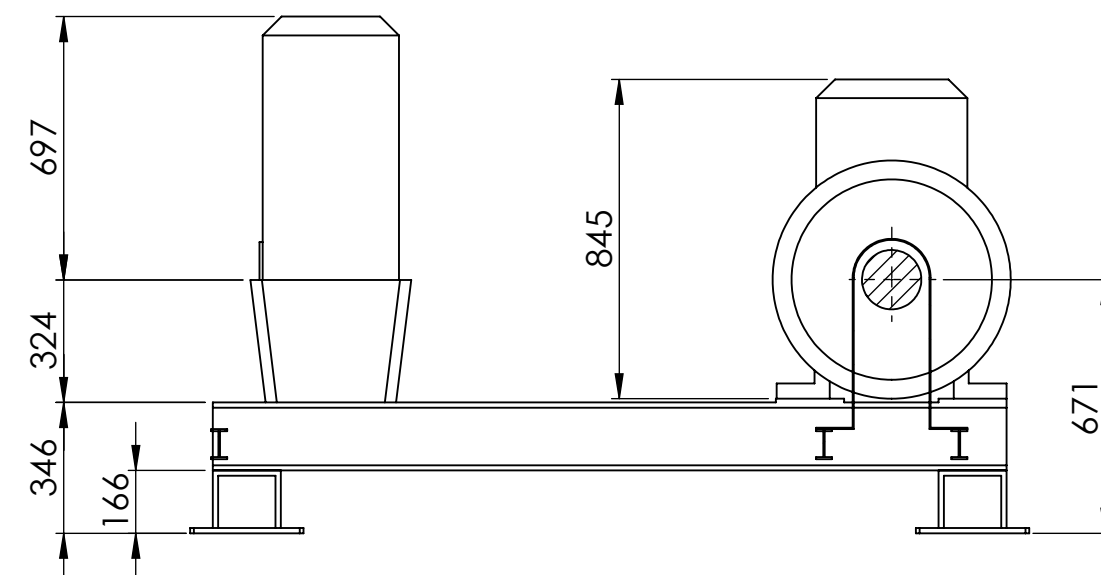
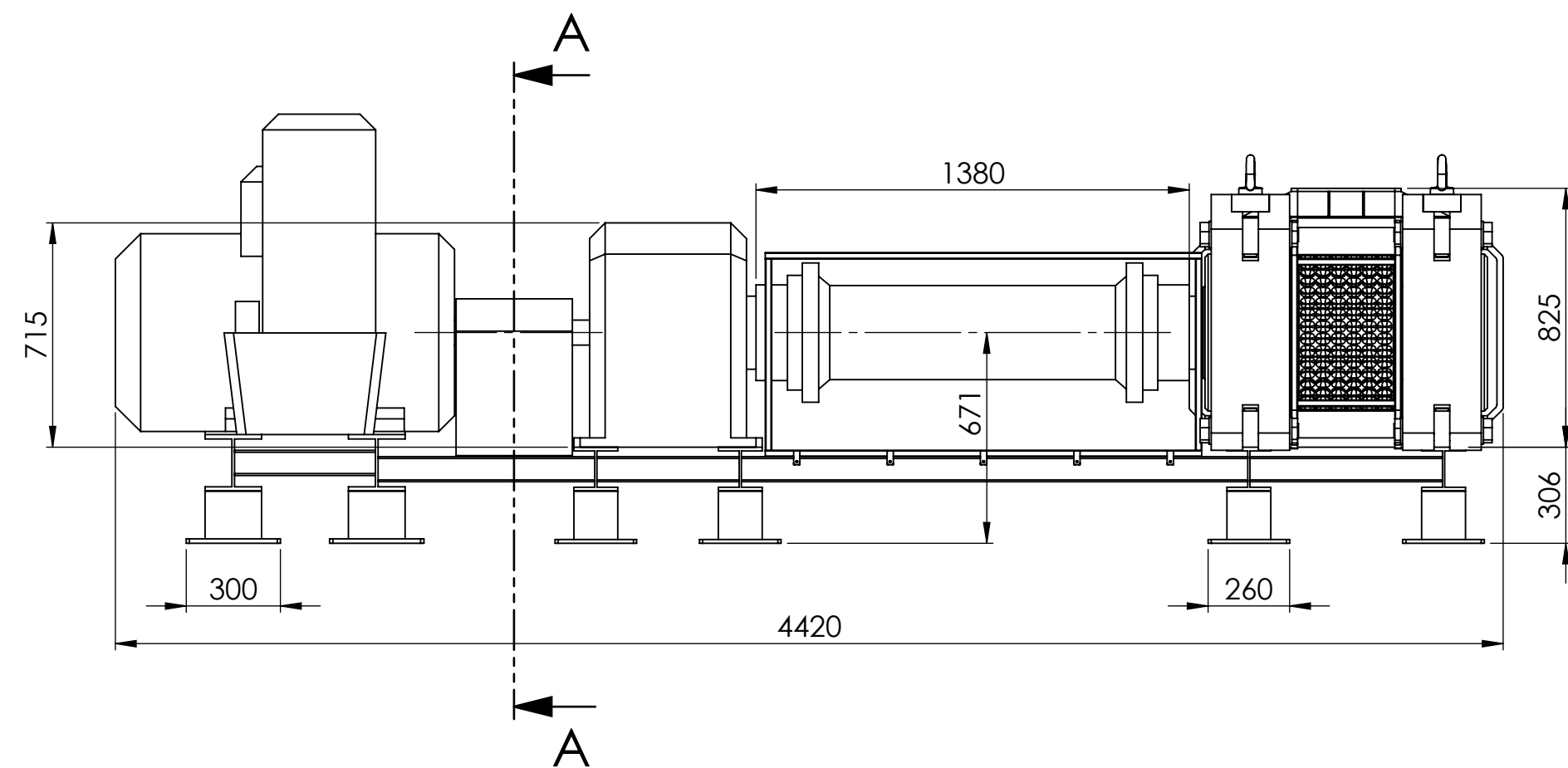
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. Las copias de este documento no se pueden utilizar para fines comerciales sin el consentimiento escrito de la UPC. Si no indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Anillo distanciador montaje	A4
				ESCALA 1:5	Nº. de plano: 2
MASA:					



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIONES: Las modificaciones deben indicarse en el plano y en el modelo 3D. Si no se indica lo contrario, se mantendrá el original.				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Boca alimentación	A4
MASA:				ESCALA 1:10	Nº. de plano: 10

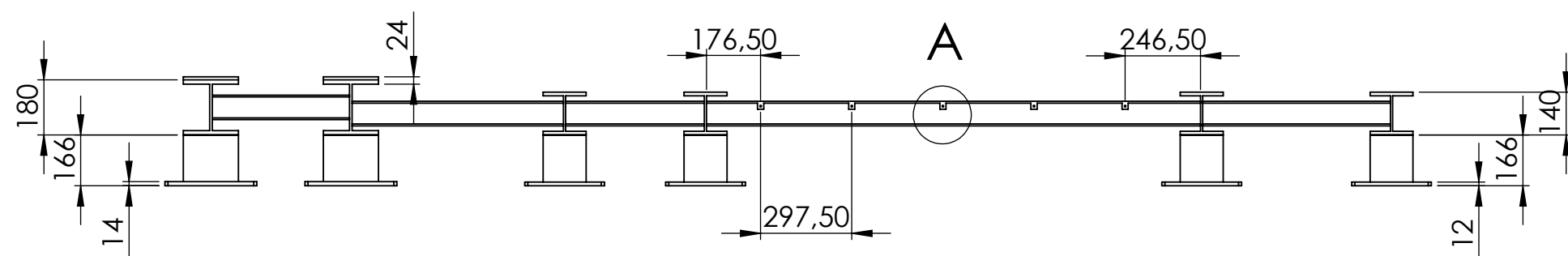
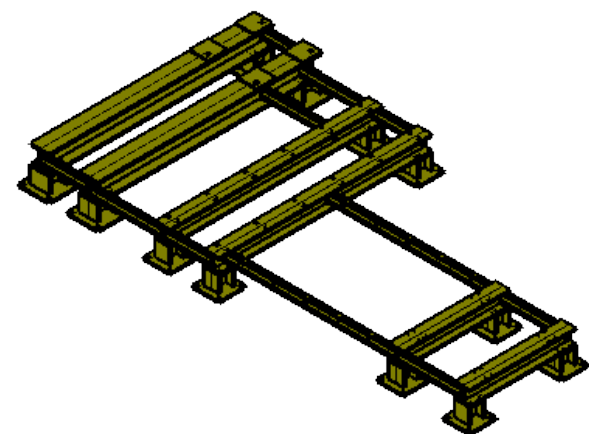
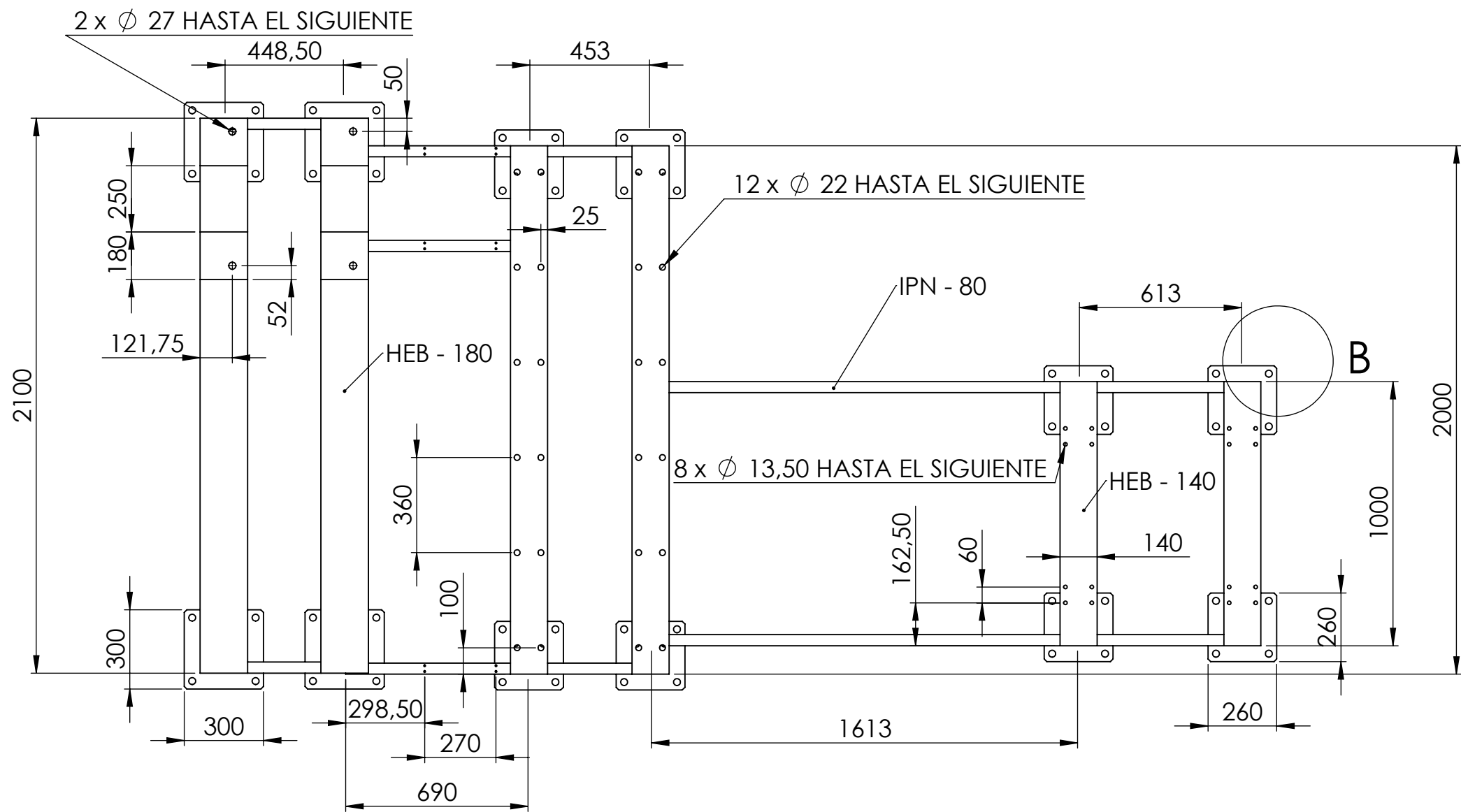


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 20

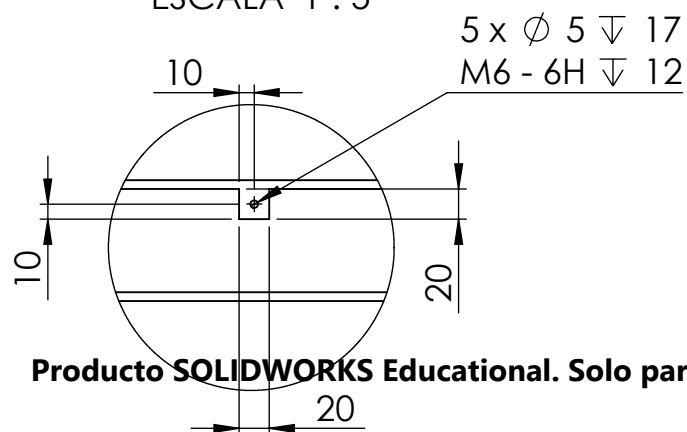


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 20

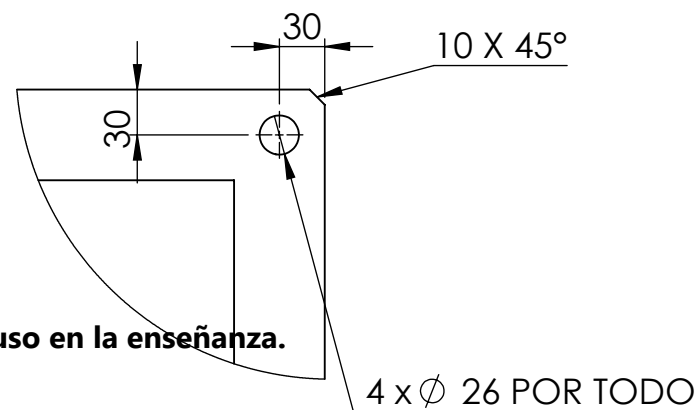
 Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)			
DIBUJADO POR	NOMBRE Anton Volkov	FIRMA	FECHA
COMPROBADO POR	Juan Velázquez		
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS
		MAZA:	DESIGNACIÓN DEL PLANO: Briquetadora
		ESCALA: 1:20	Nº. de plano: A2



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5



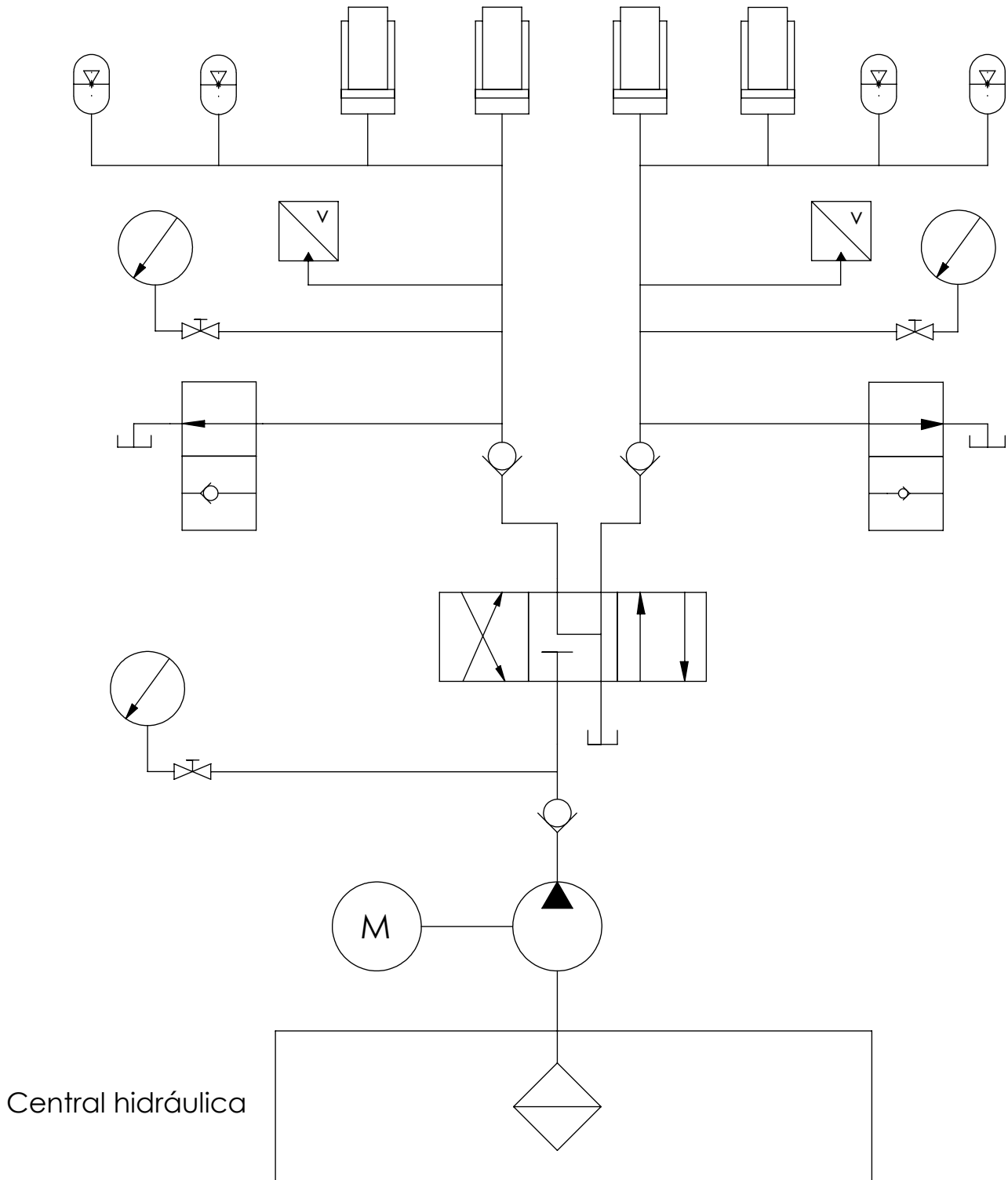
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	HEB 1000	2
2	HEB 2000	2
3	IPN 613	2
4	IPN 453	2
5	IPN 1613	2
6	HEB 2100	2
7	IPN 690	3
8	IPN 460	2
9	HEB 282	8
10	HEB 278	4



Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO: Chasis	A3
		MASA:		ESCALA:1:20	Nº. de plano: 20

Cilindros hidráulicos de compactación

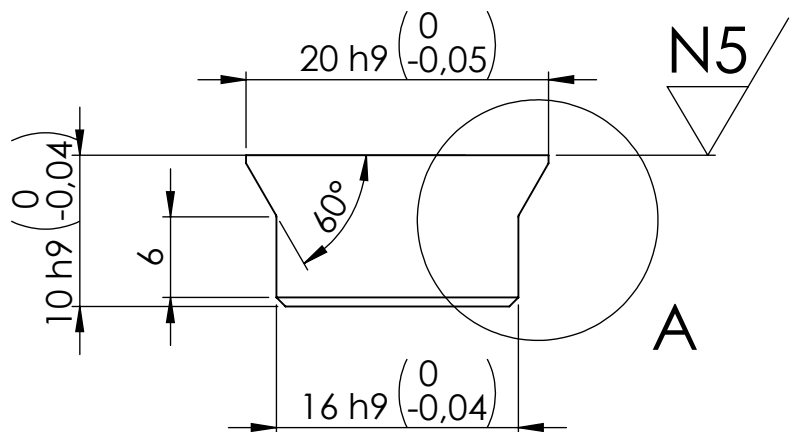
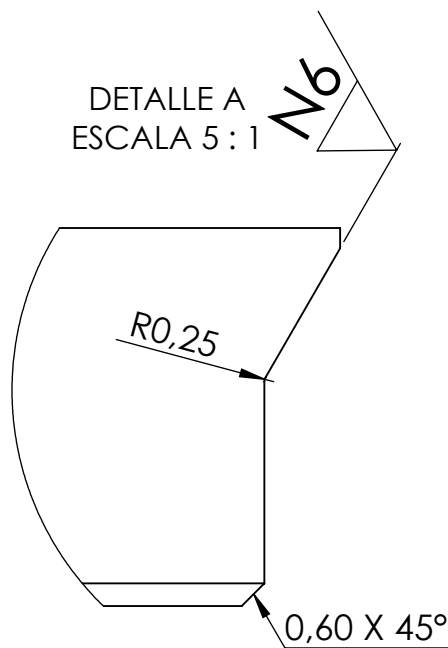
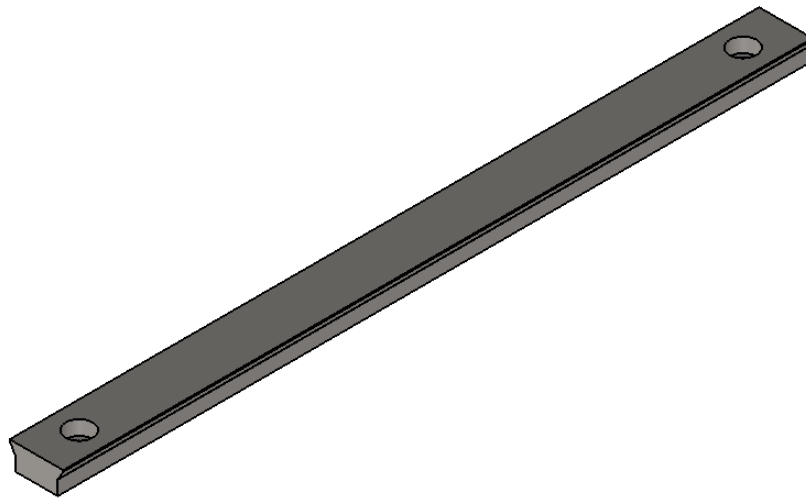


Central hidráulica

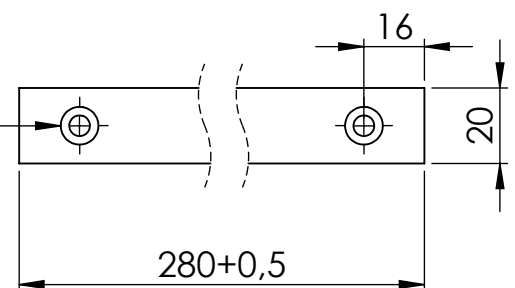


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
OBSERVACIONES: Las correcciones deben indicarse en el original. Solo para uso en la enseñanza. indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO:	
		MASA:		Circuito hidráulico	
				A4	
		ESCALA 1:20		Nº. de plano:	



2 x ϕ 5,50 POR TODO
 \square ϕ 10 ∇ 5,40

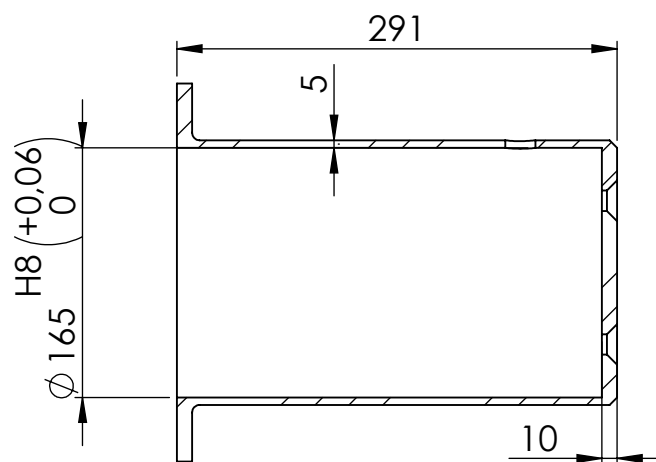
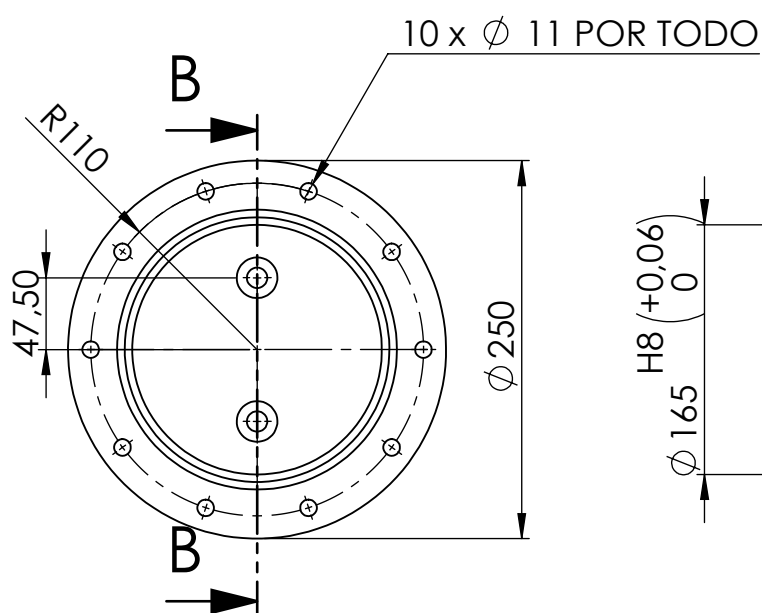
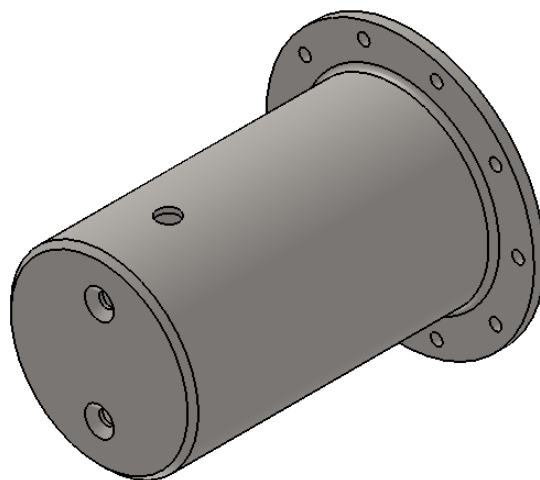
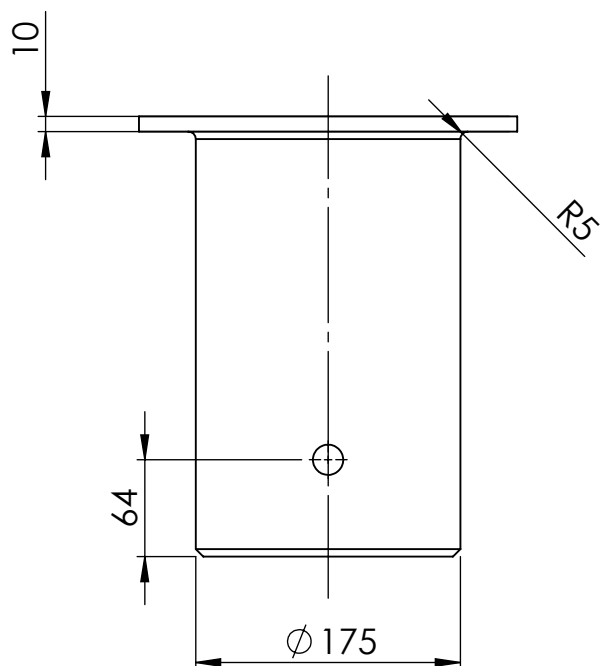


NOTA: taladro M5 para tornillo Allen
 con refrentado para cabeza



Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. Las copias de este documento no se indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO:	A4
				Cola de milano	
MASA:		ESCALA 1:2		Nº. de plano: 3	

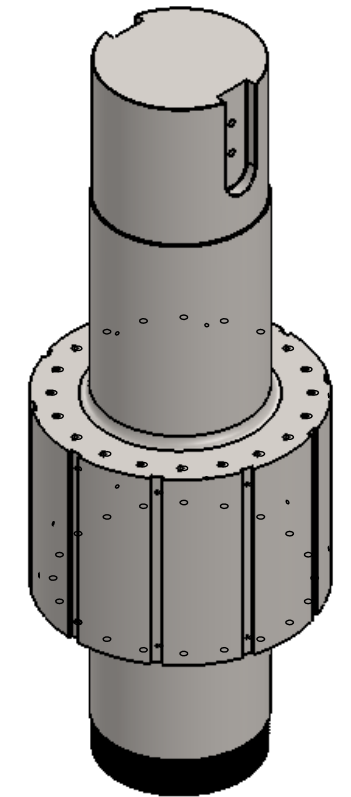


SECCIÓN B-B



Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

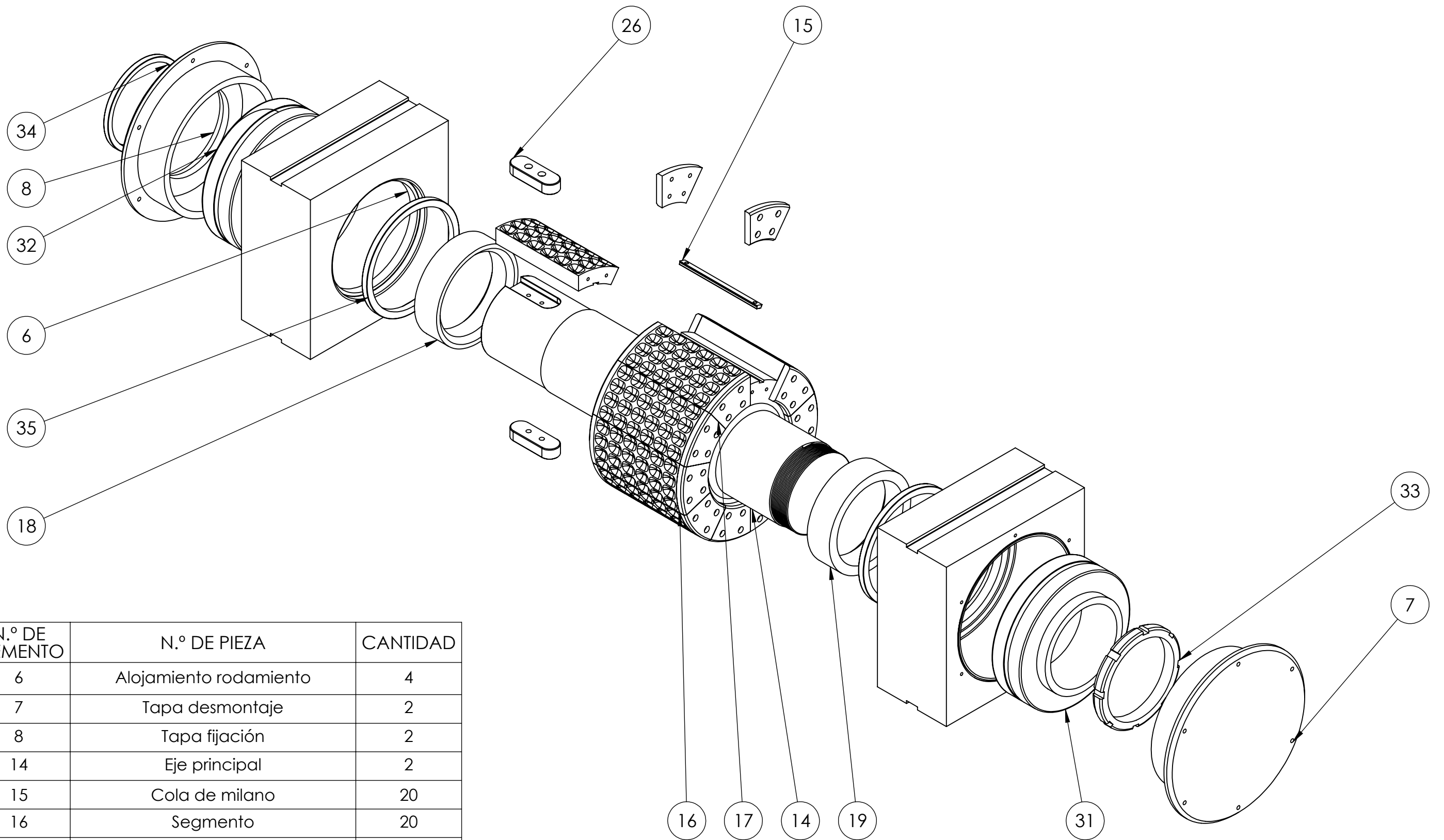
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. Las copias de este documento no se pueden reproducir sin el consentimiento escrito de la UPC, a menos que se indique lo contrario.				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Cubo pistón	A4
				MASA:	Nº. de plano: 12
				ESCALA 1:5	



NOTA: los extremos de los ejes de 240 y 233mm de diámetro tienen un redondeo mínimo de R1

DETALLE B
ESCALA 1 : 1

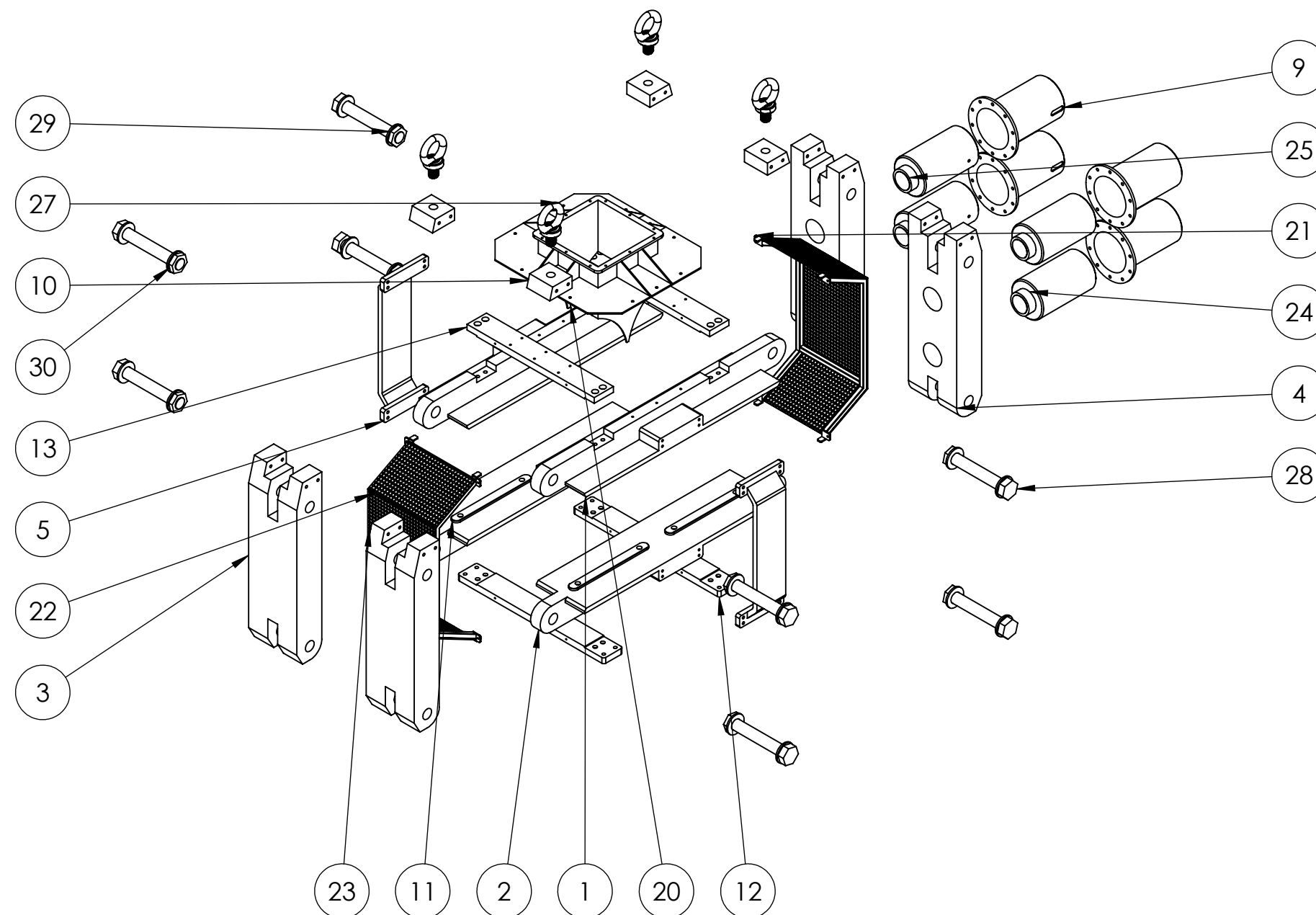




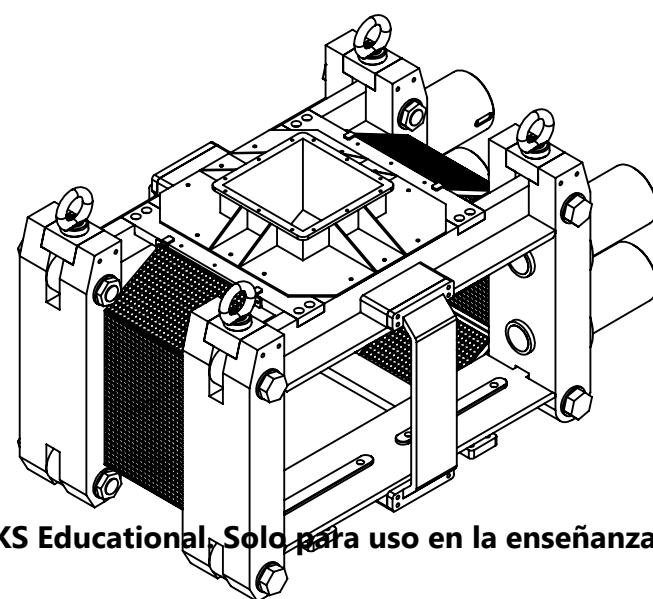
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
6	Alojamiento rodamiento	4
7	Tapa desmontaje	2
8	Tapa fijación	2
14	Eje principal	2
15	Cola de milano	20
16	Segmento	20
17	Soporte segmento	40
18	Anillo distanciador fijación	2
19	Anillo distanciador montaje	2
26	Chaveta eje principal	4
31	Rodamiento desmontaje	2
32	Rodamiento fijación	2
33	Tuerca desmontaje	2
34	Sello 240	2
35	Sello 295	4

Producto **SOLIDWORKS Educational**. Solo para uso en la enseñanza.

 <div>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</div>		<div>Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</div> <div>Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)</div>				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:		
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS		
COMPROBADO POR	Juan Velázquez					
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO: Ensamblaje rodillo compactación		A3
		MASA:		ESCALA:1:50		

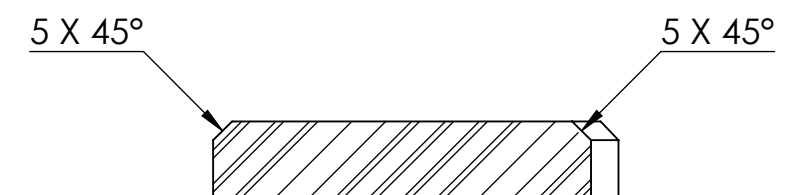
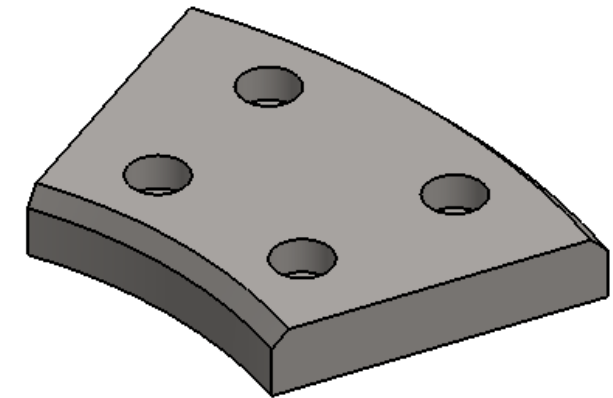
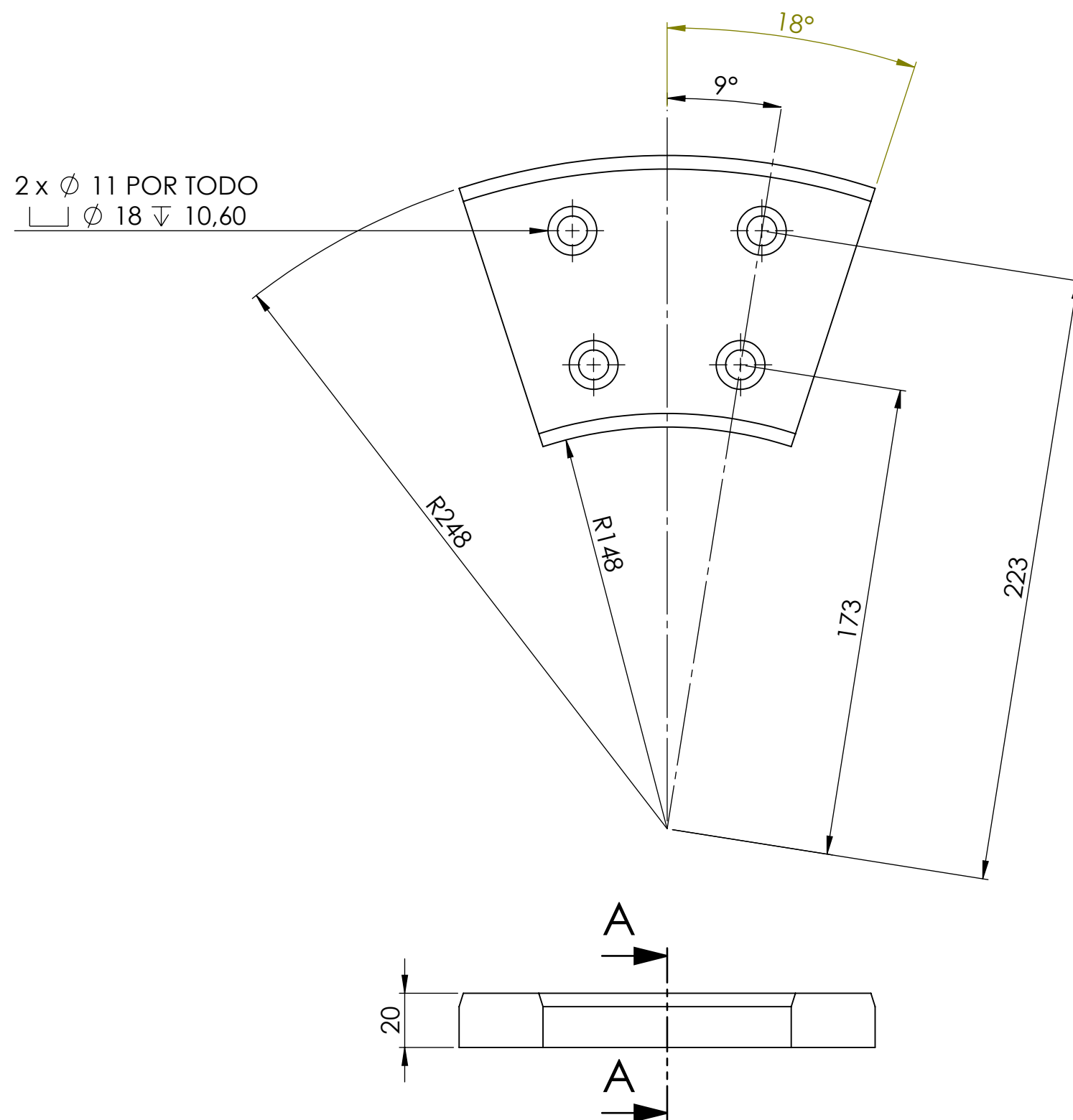


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Viga H 1	2
2	Viga H 2	2
3	Viga V	2
4	Viga V con pistones	2
5	Viga C	2
9	Vaso pistón	4
10	Soporte argolla	4
11	Guía alojamiento	8
12	Viga T inferior	2
13	Viga T superior	2
20	Boca alimentación	1
21	Viga Protección	4
22	Tubo 310	4
23	Chapa perforada	2
24	Camisa pistón	4
25	Vástago pistón	4
27	M36_Eye_Bolt	4
28	M45 280	8
29	Arandela M45	16
30	Tuerca M45	8



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.


<div><div><div><div><div><div></div></div></div><div>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</div></div></div><div>Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)</div></div>				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS
COMPROBADO POR	Juan Velázquez			
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO:
		MASA:		Ensamblaje Caja estructura
			ESCALA:1:20	Nº. de plano:
				A3

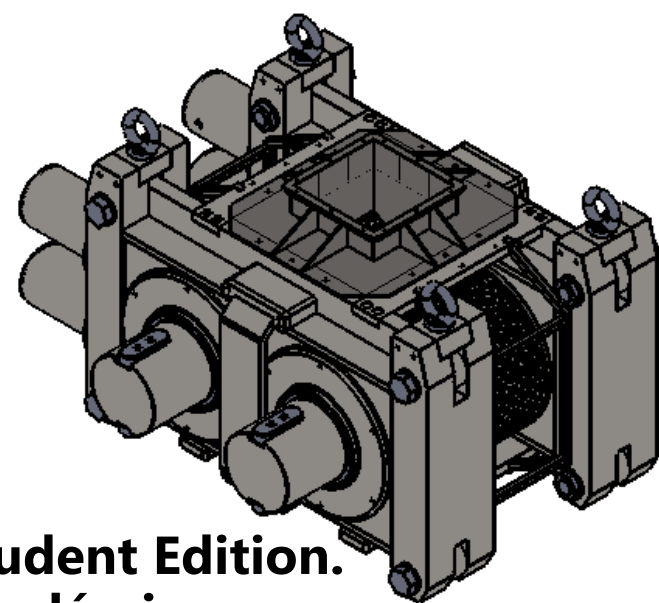
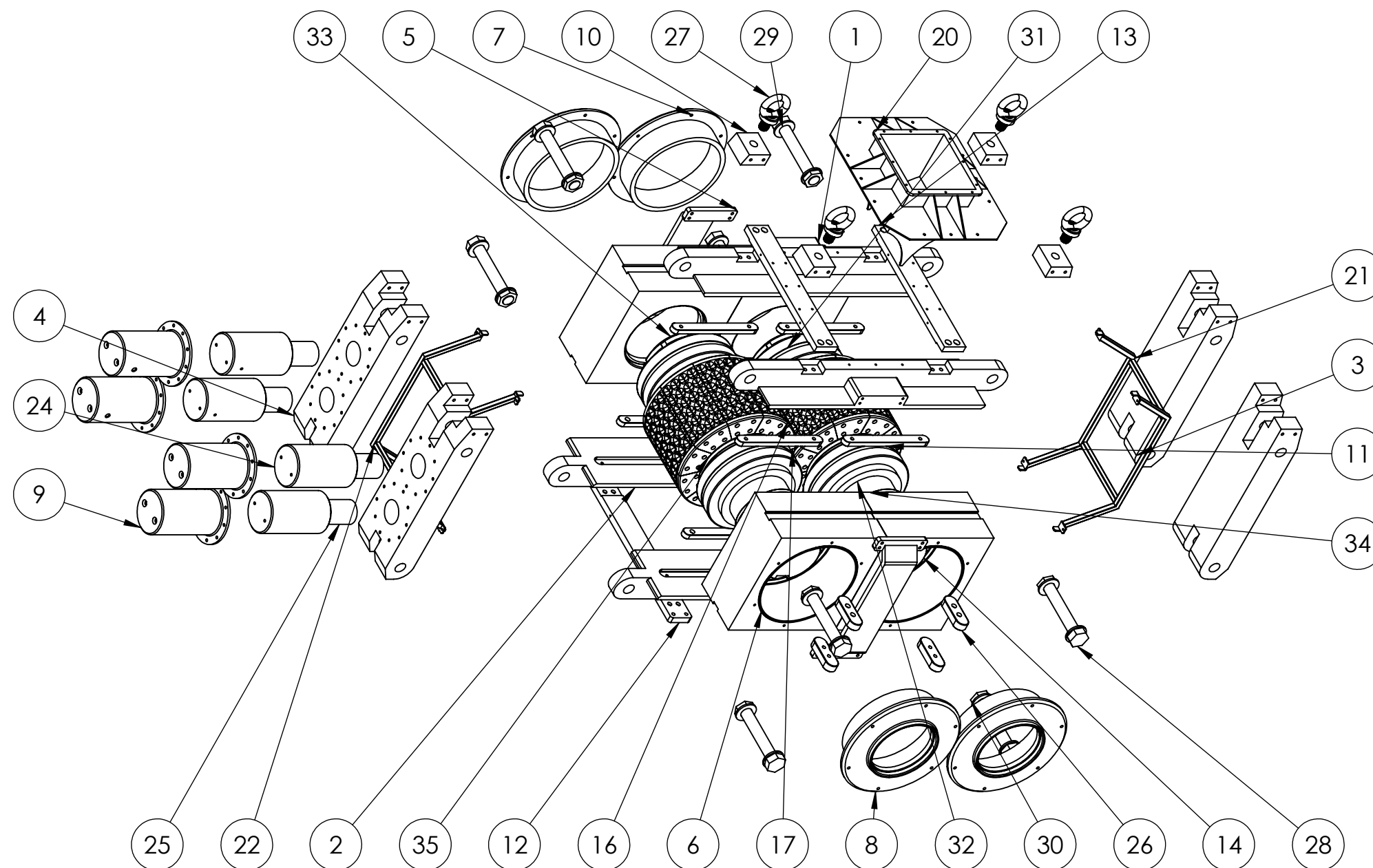


SECCIÓN A-A

NOTA: taladro M10 con refrentado para tornillo Allen.

SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

<div><div>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</div></div>				<div>Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</div> <div>Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)</div>		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS		
DIBUJADO POR	Anton Volkov					
COMPROBADO POR	Juan Velázquez					
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO: Fijación segmento		A3
		MASA:		ESCALA:1:2		
				Nº. de plano: 4		



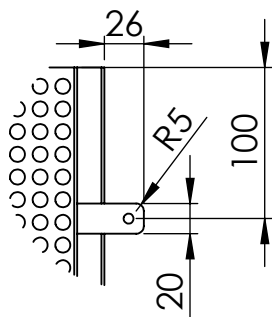
SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Viga H 1	2
2	Viga H 2	2
3	Viga V	2
4	Viga V con pistones	2
5	Viga C	2
6	Alojamiento rodamiento	4
7	Tapa desmontaje	2
8	Tapa fijación	2
9	Vaso pistón	4
10	Soporte argolla	4
11	Guía alojamiento	8
12	Viga T inferior	2
13	Viga T superior	2
14	Eje principal	2
15	Cola de milano	20
16	Segmento	20
17	Soporte segmento	40
18	Anillo dist. fijación	2
19	Anillo dist. montaje	2
20	Boca alimentación	1
21	Viga Protección	4
22	Tubo 310	4
23	Chapa perforada	2
24	Camisa pistón	4
25	Vástago pistón	4
26	Chaveta eje principal	4
27	M36_Eye_Bolt	4
28	M45 280	8
29	Arandela M45	16
30	Tuerca M45	8
31	Rodamiento des.	2
32	Rodamiento fijación	2
33	Tuerca desmontaje	2
34	Sello 240	2
35	Sello 295	4

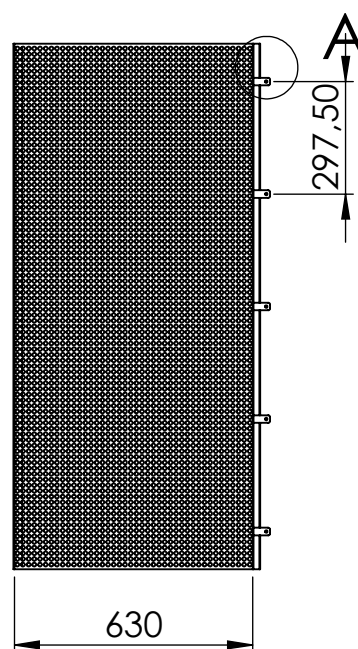
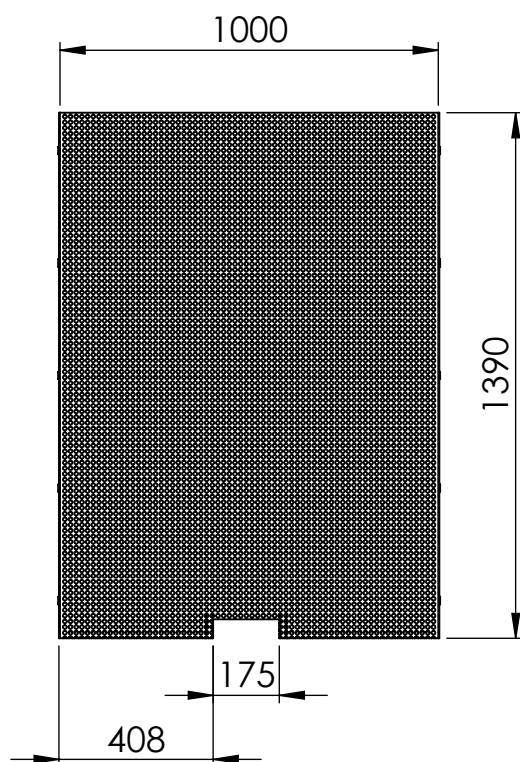
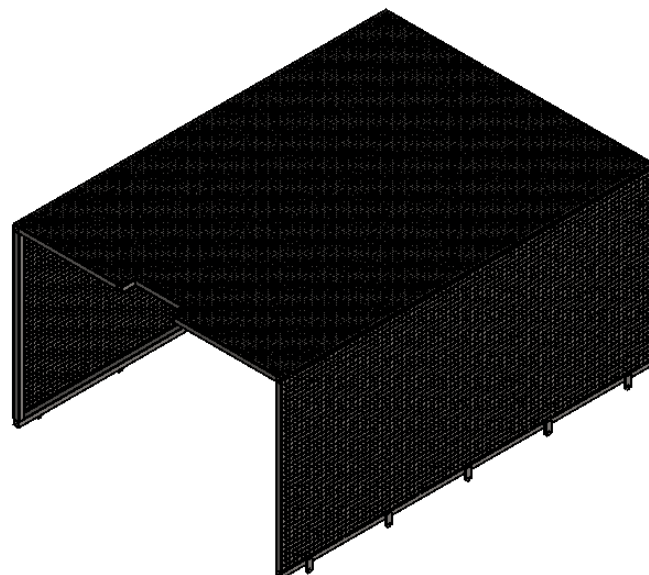
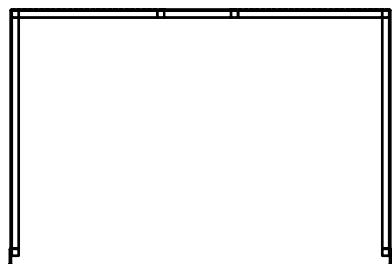


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO: Módulo compactación	A3
		MASA:		ESCALA:1:50	Nº. de plano: 30



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

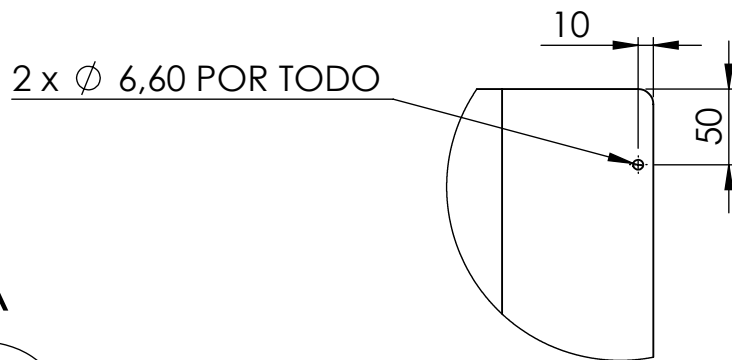
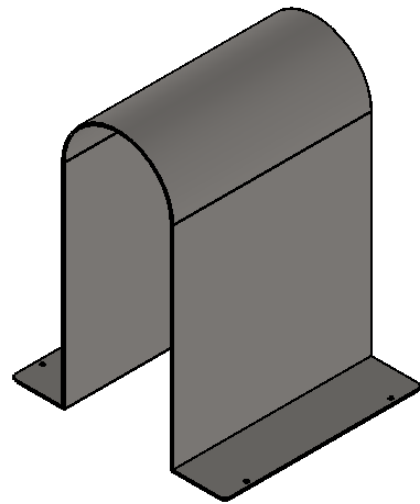
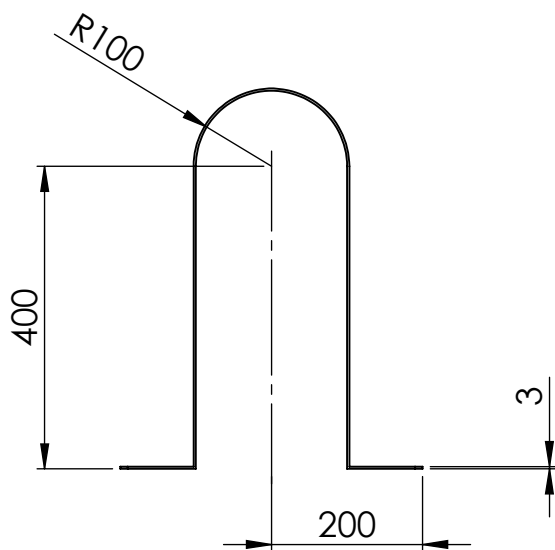


NOTA: estructura formada por tubos cuadrados 20x20mm unidos mediante soldadura y cubiertos de chapa perforada de espesor 3mm.

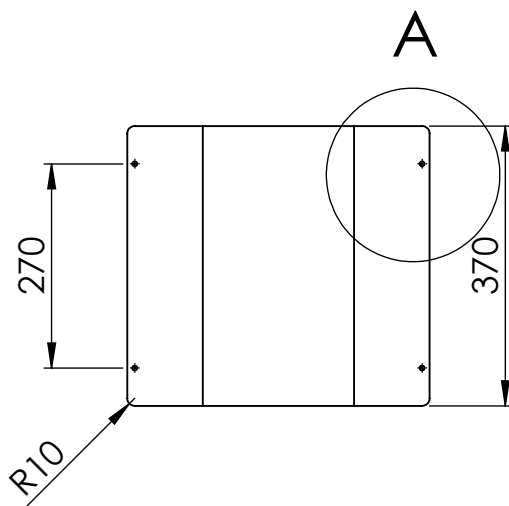


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIÓN: Las copias de este documento no se pueden utilizar para fines académicos a menos que se indique lo contrario.				DESIGNACIÓN DEL PLANO:	A4
				Protección acoplamiento	
MASA:				ESCALA 1:20	Nº. de plano: 20

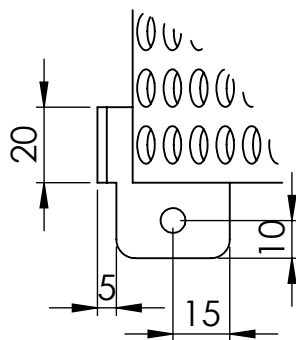
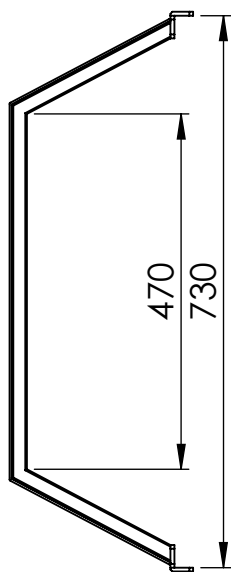


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

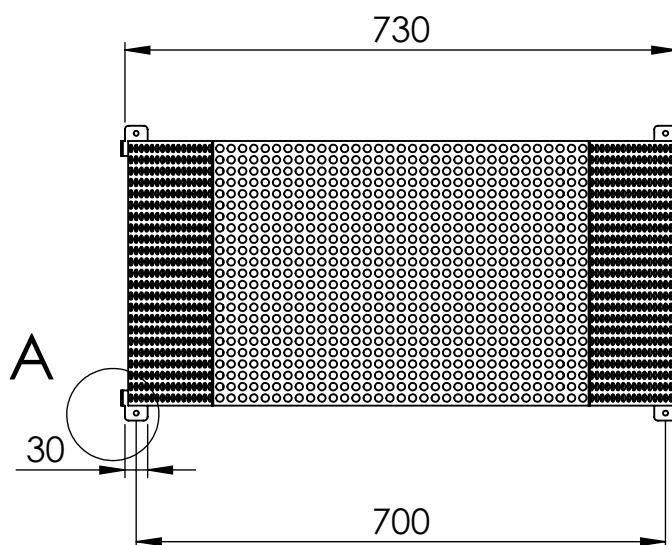
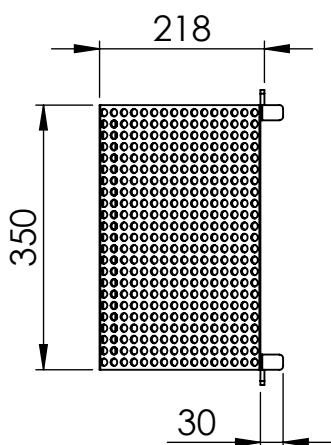
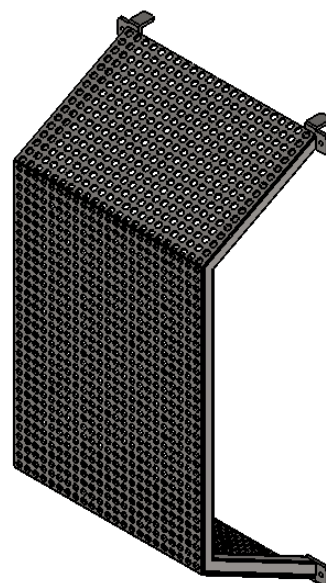


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIONES: Las copias de este documento no se pueden utilizar para fines comerciales sin la autorización expresa de la UPC. Si no indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Protección limitador	A4
				MASA:	Nº. de plano: 22
				ESCALA 1:10	

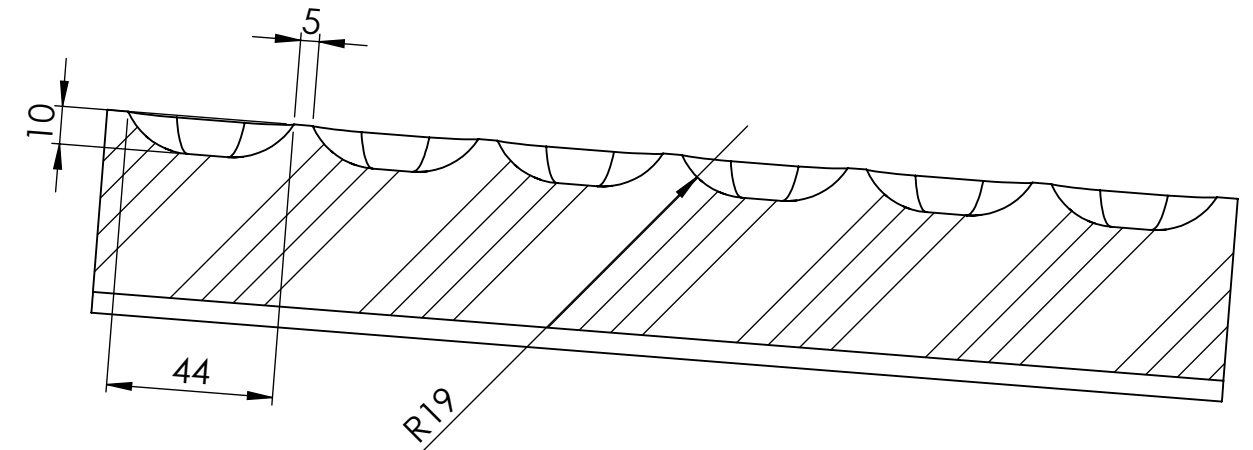
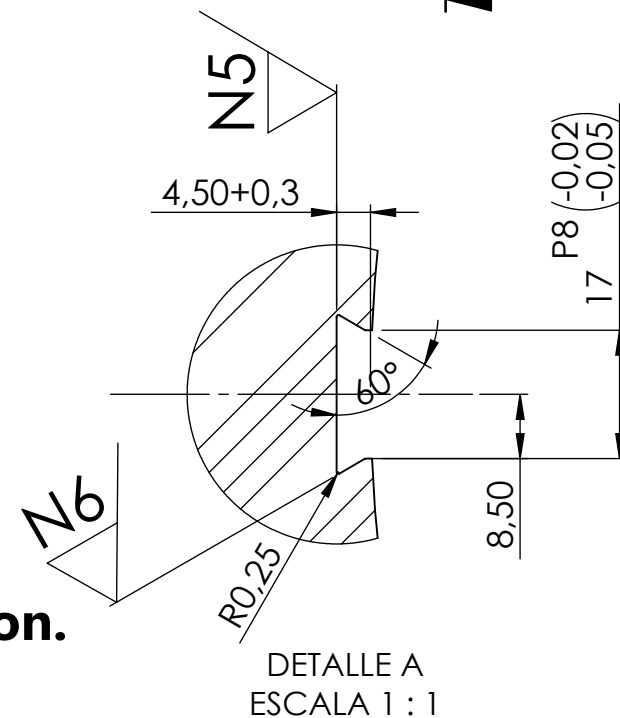
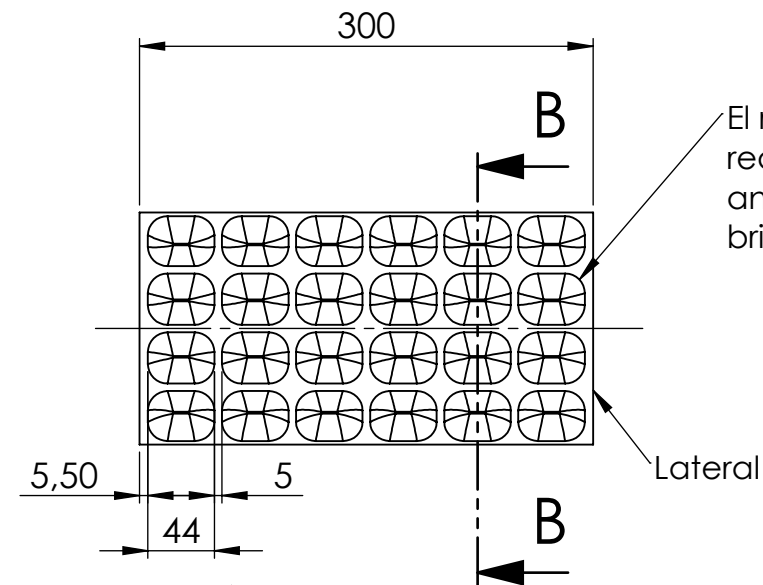
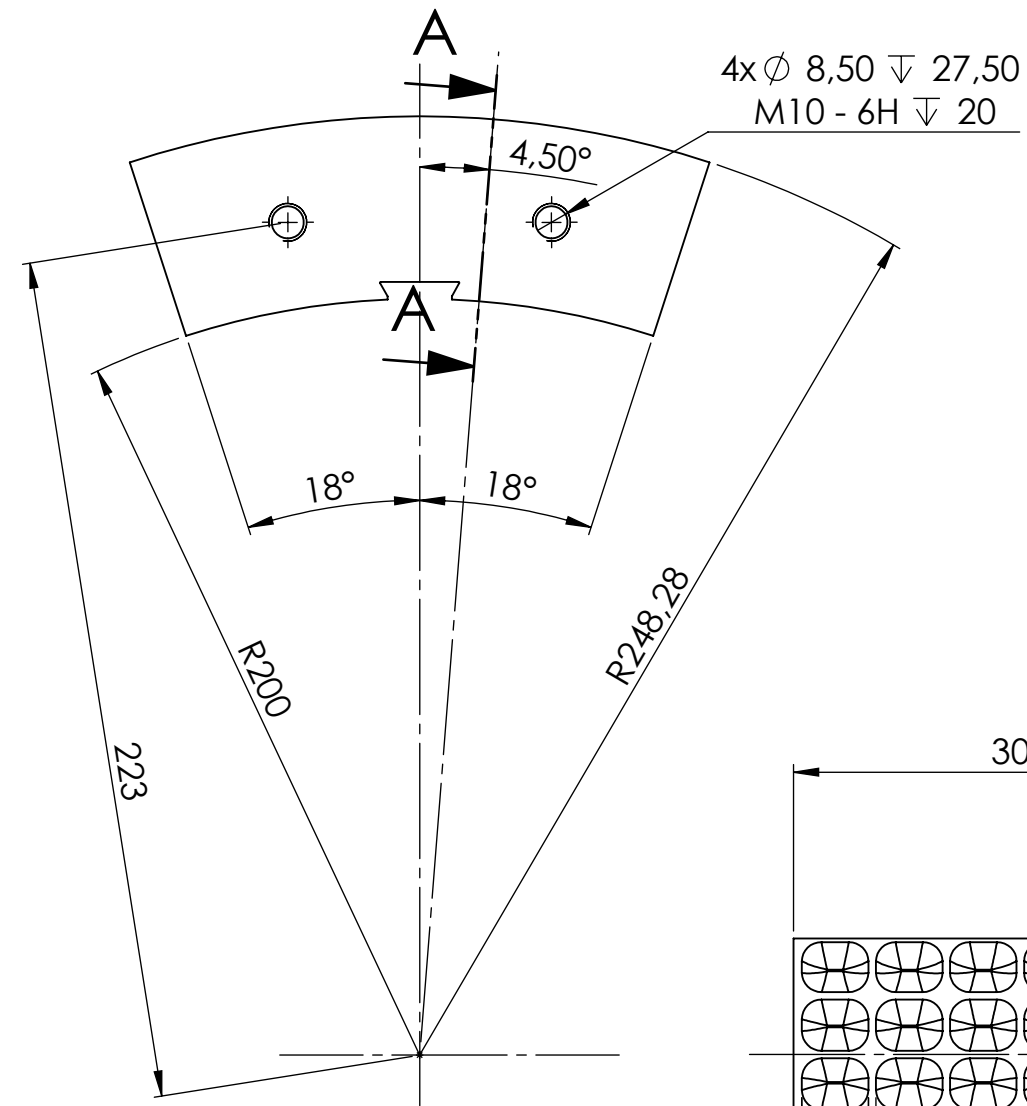


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

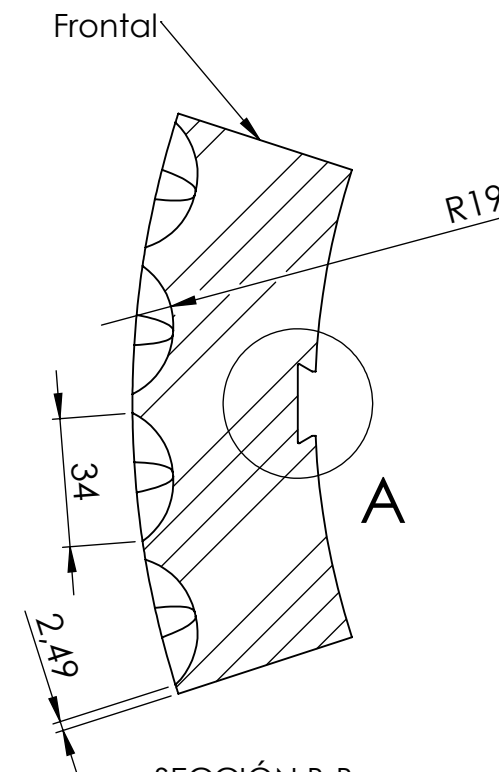


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIÓN: Las copias de este documento no son válidas si no se indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO:	A4
				Protección rodillos	
MASA:		ESCALA 1:20		Nº. de plano: 21	



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

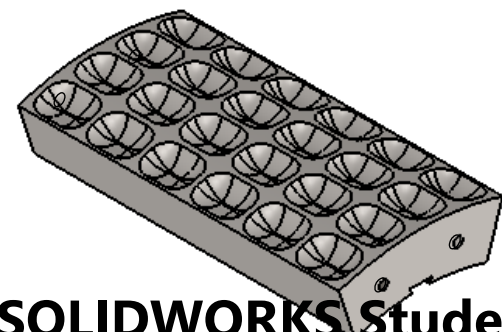


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2


NOTA: en cada segmento hay 6 células a lo ancho y 4 células a lo largo del radio

NOTA: Separación entre briquetas de 5mm, 5,5mm de margen entre la biqueta y el lateral y 2,5mm de margen hasta el frontal

NOTA: la cota de 4,5mm se mide a partir del radio de R200



SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

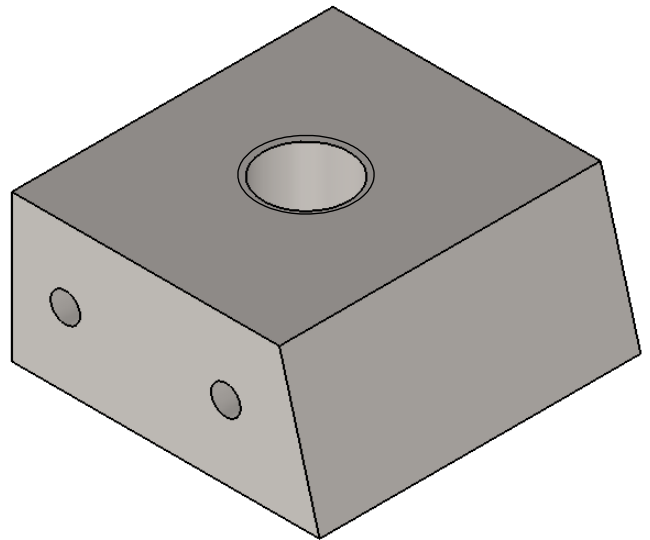
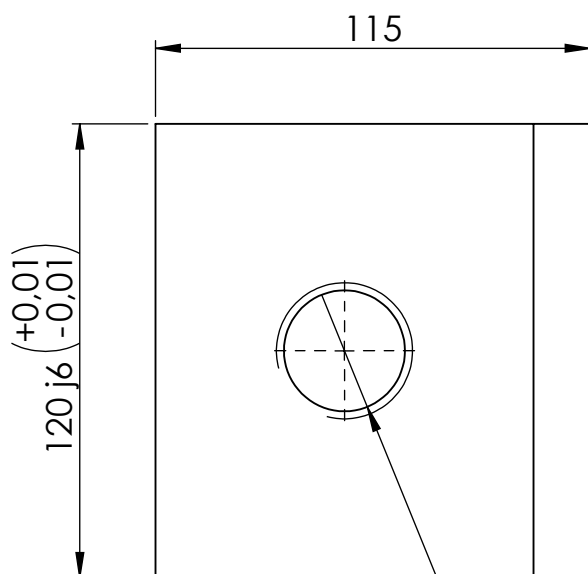


UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

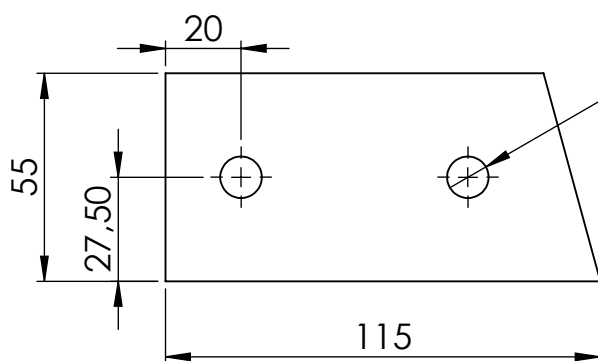
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO: DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS		
DIBUJADO POR	Anton Volkov					
COMPROBADO POR	Juan Velázquez					
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO: Segmento del Vendaje		A3
		MASA:		ESCALA:1:5		Nº. de plano: 9



$\varnothing 32$ POR TODO
M36 - 6H POR TODO

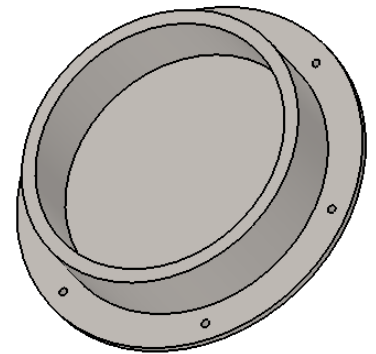
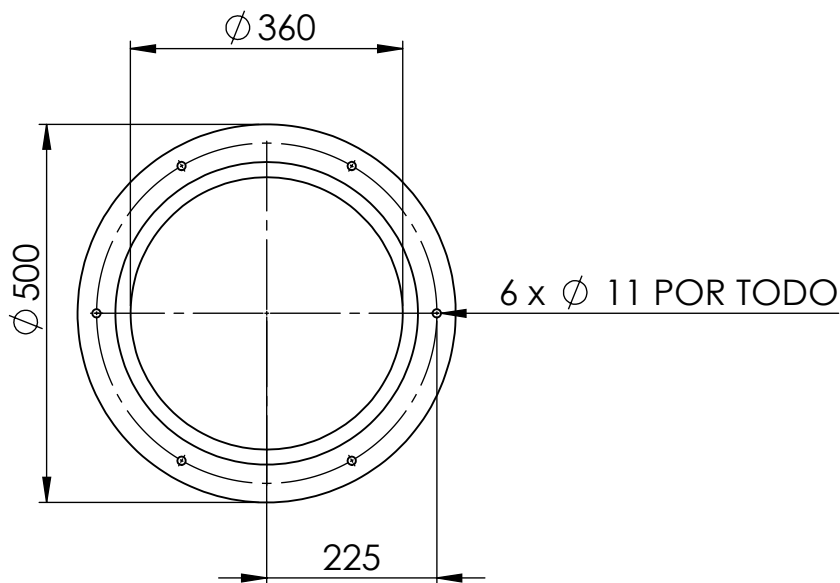


2 x $\varnothing 11$ POR TODO

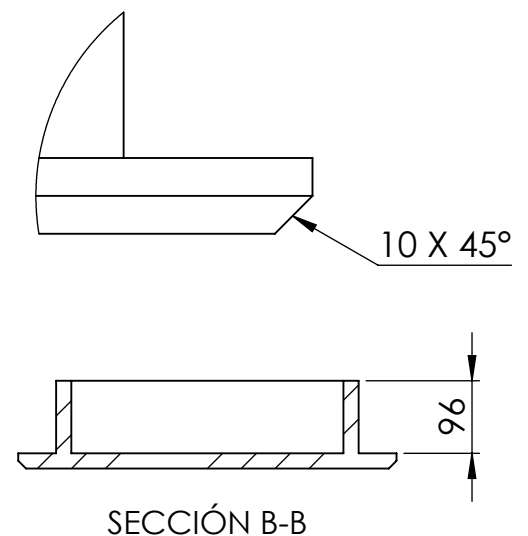
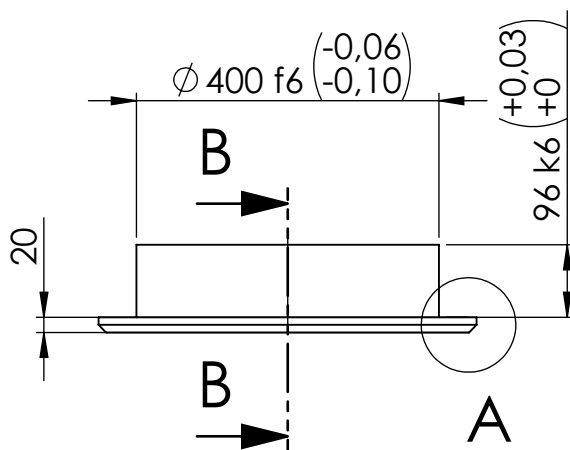


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. Las copias de este documento no se indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO:	A4
				Soporte cáncamo	
MASA:				ESCALA 1:2	Nº. de plano: 11



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

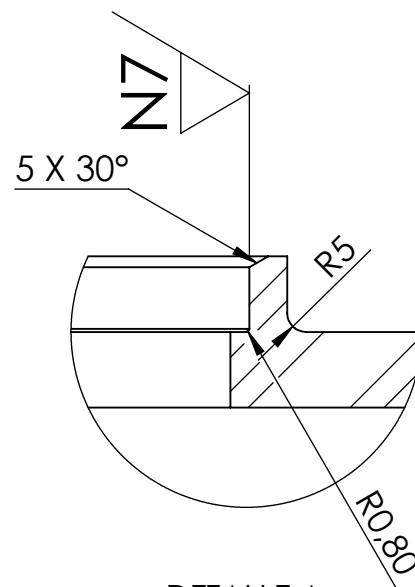
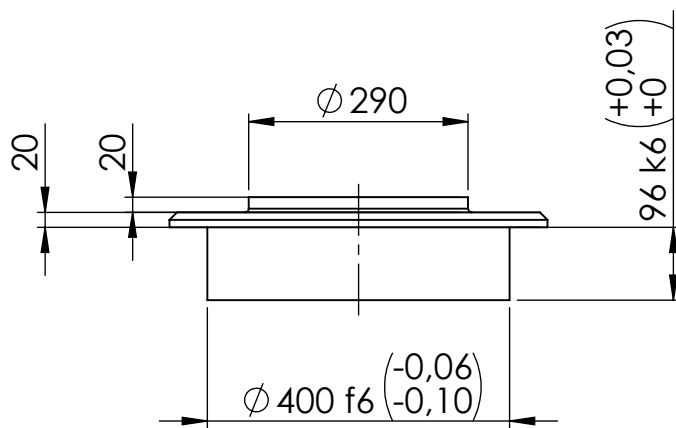
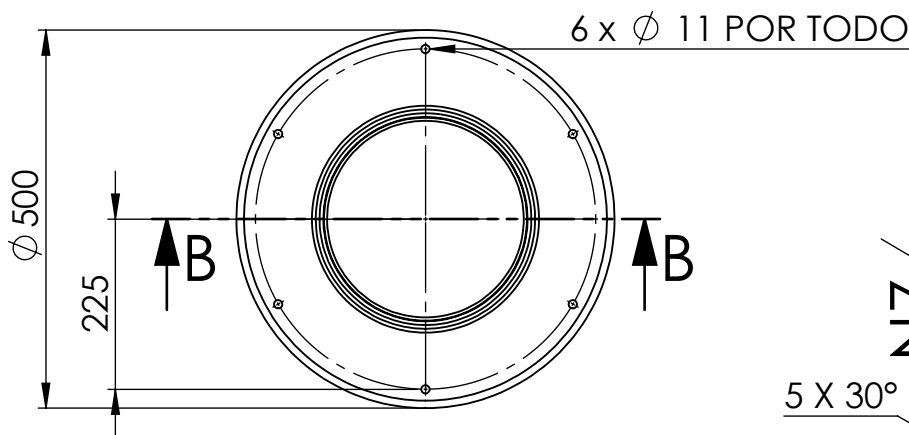
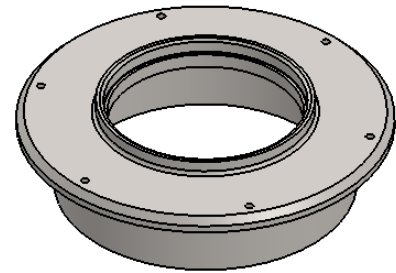
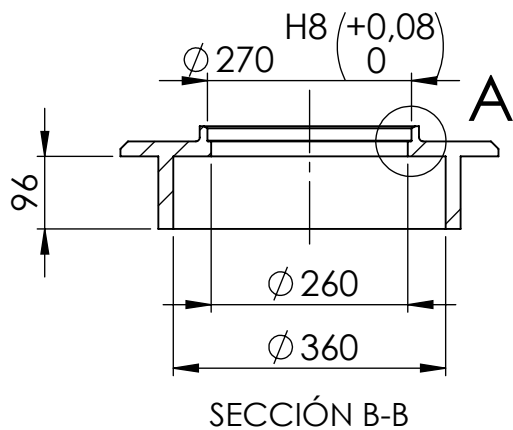


NOTA: taladro para M10



Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIÓN: Las copias de este documento no son válidas si no indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Tapa desmontaje	A4
				MASA:	Nº. de plano: 6
				ESCALA 1:10	



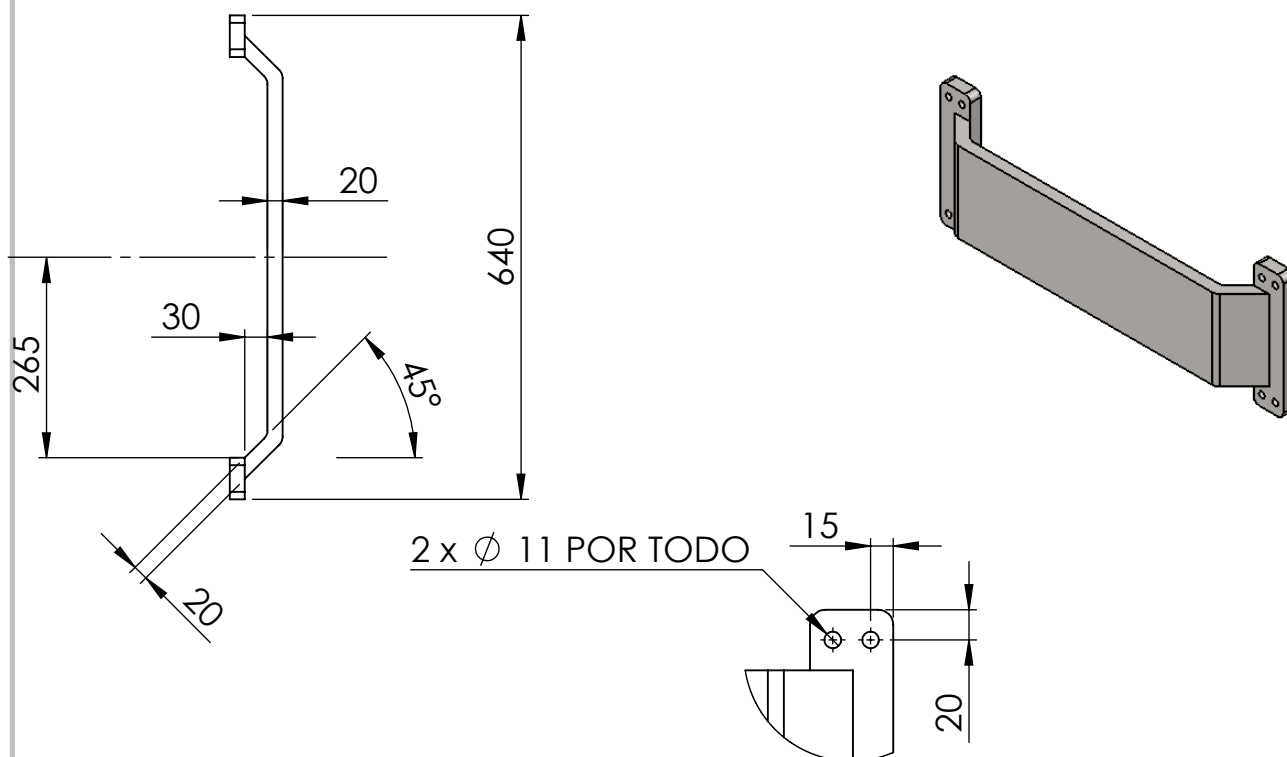
DETALLE A

ESCALA 1 : 2

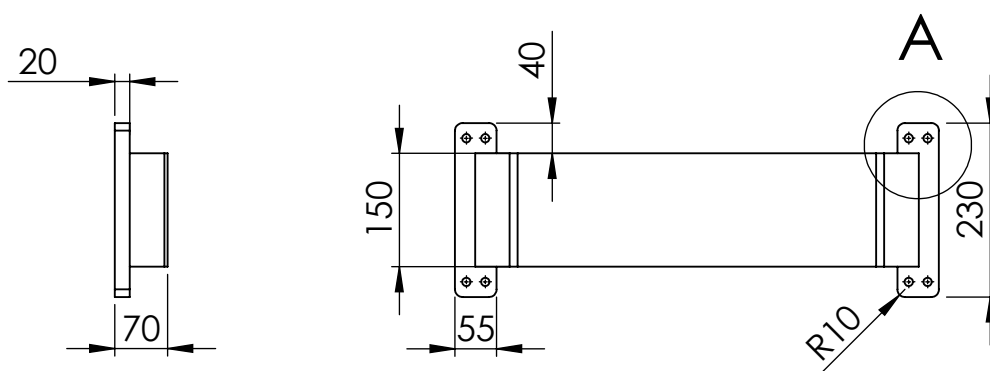


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
OBSERVACIONES: Solo para uso académico. Las copias de este plano no tienen validez si no indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Tapa fijación	A4
MASA:				ESCALA 1:10	Nº. de plano: 7

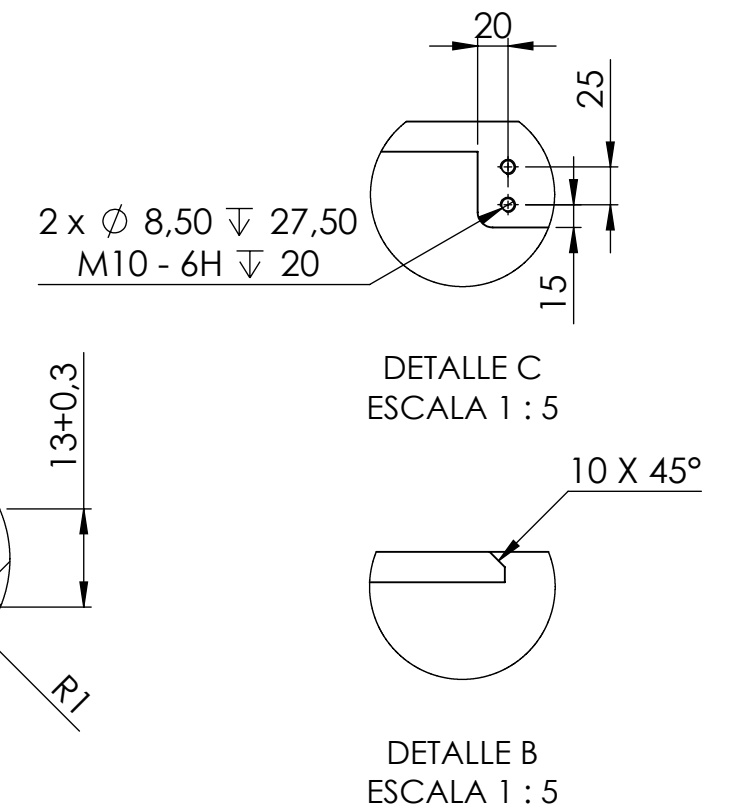



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

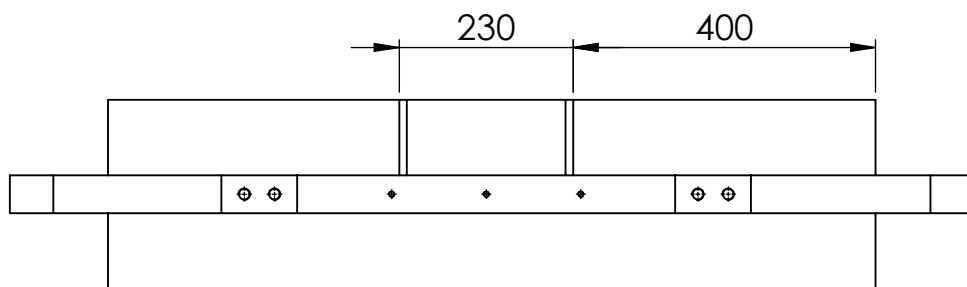


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. Las copias de este documento no se indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Viga C	A4
				MASA:	Nº. de plano: 19
				ESCALA 1:20	



 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est		Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS
COMPROBADO POR	Juan Velázquez			
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:	DESIGNACIÓN DEL PLANO: Viga H1	
		MASA:	ESCALA:1:20	N°. de plano: 15

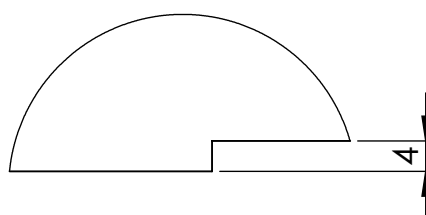
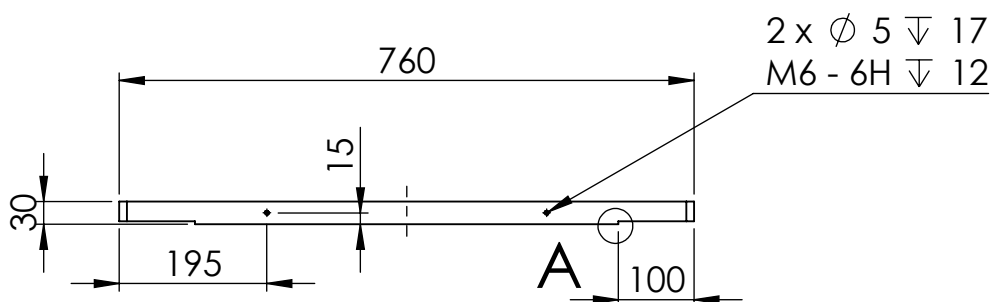
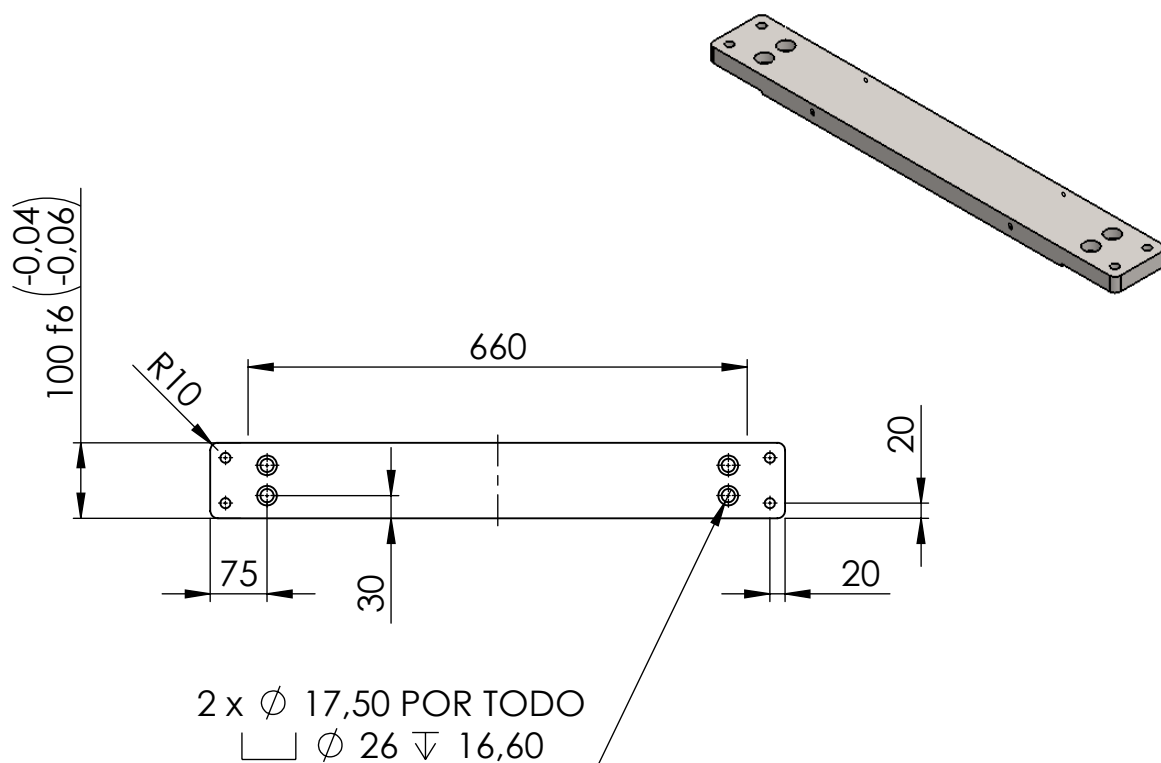


NOTA: se mantienen la misma geometría, tolerancias y cotas que en el plano 15 modificando únicamente las cotas cotas señaladas



Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. Las copias de este documento no se indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Viga H2	A4
				ESCALA 1:10	Nº. de plano: 16



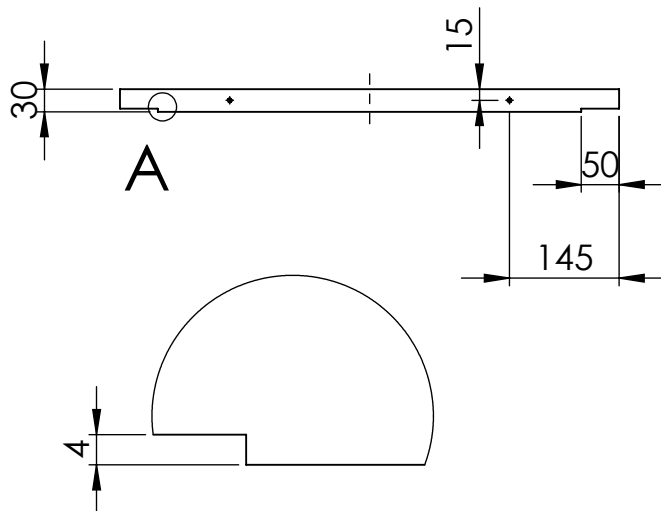
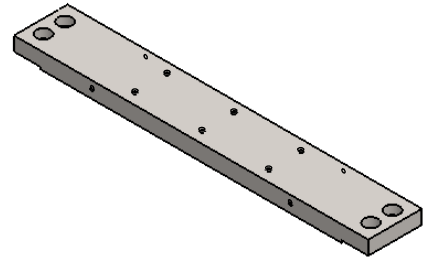
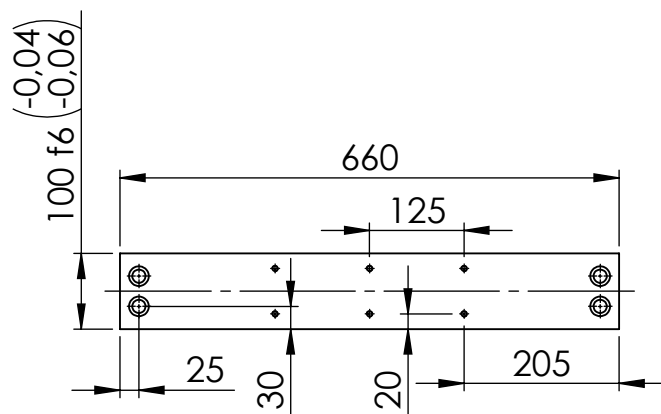
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
OBSERVACIONES: Las correcciones deben indicarse indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Viga T inferior	A4
MASA:				ESCALA 1:20	Nº. de plano: 17

SOLIDWORKS Student Edition.
Solo para uso académico.

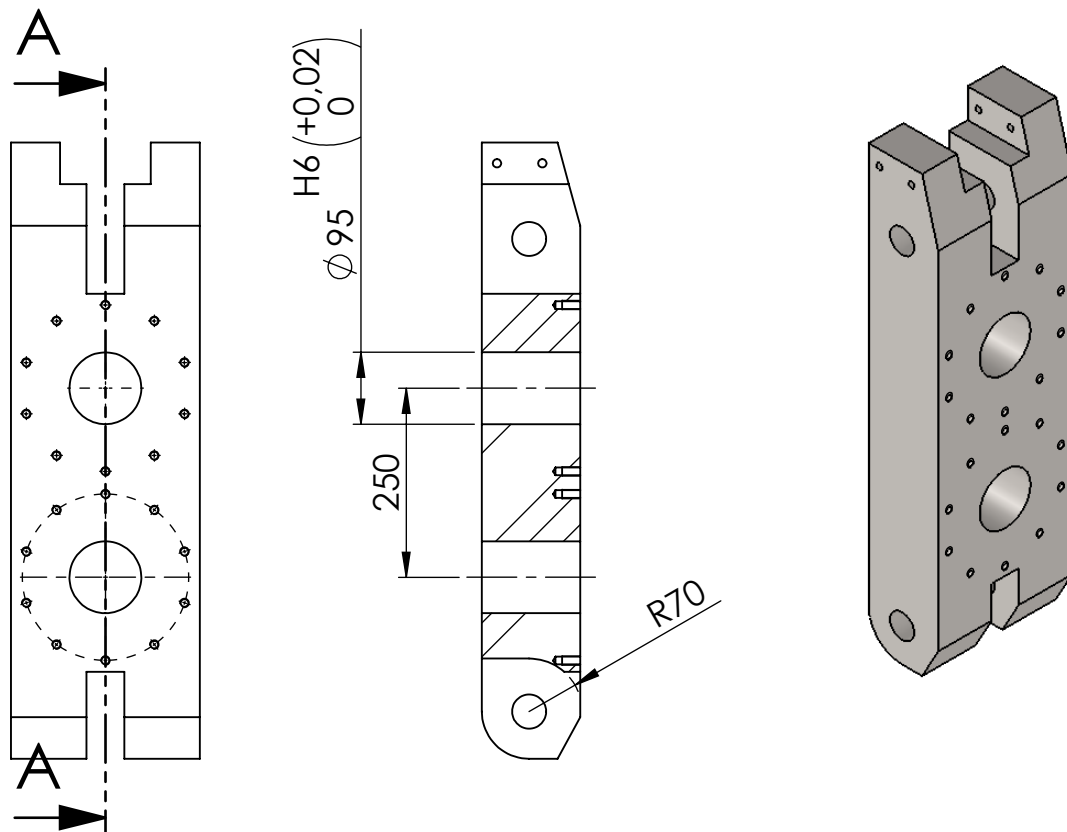


DETALLE A
ESCALA 1 : 1

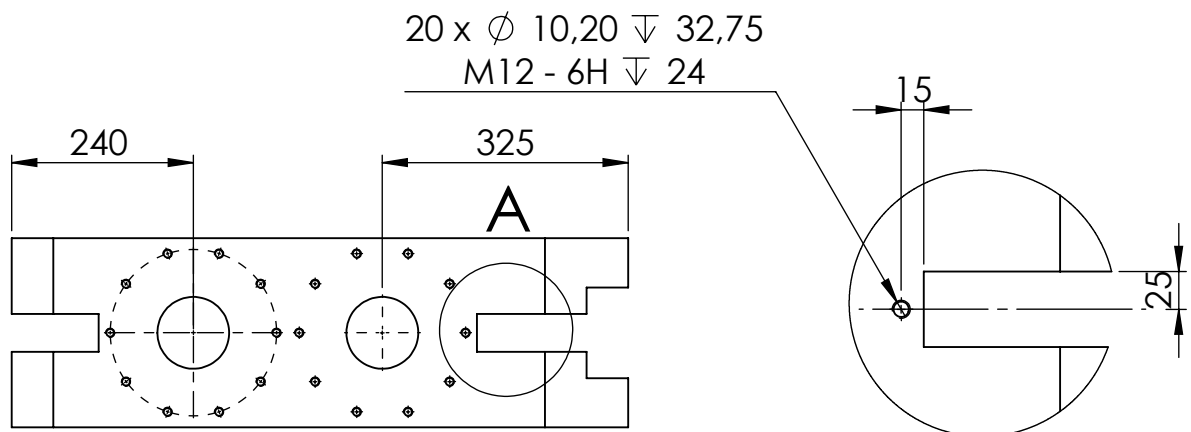


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIONES: Las copias presentadas en el examen indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Viga T superior	A4
				MASA:	Nº. de plano: 18
				ESCALA 1:20	



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10



NOTA: se conserva la geometría
del plano 13

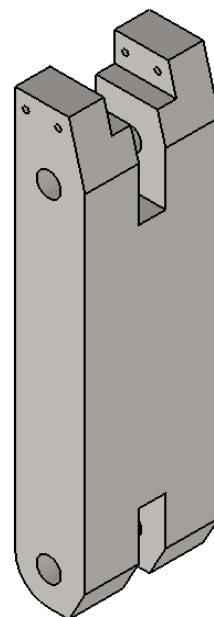
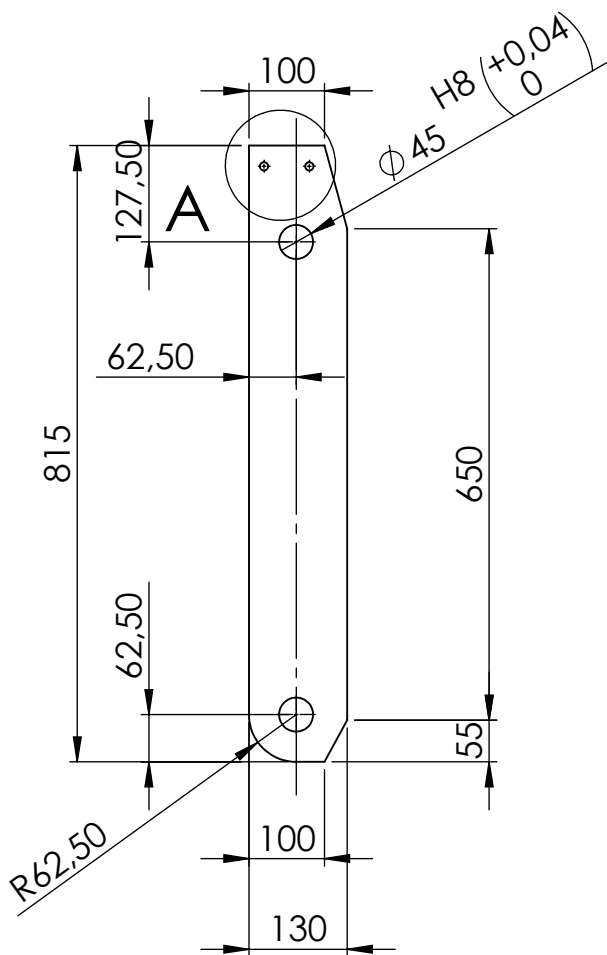
NOTA: 10 taladros roscados M10 en
cada agujero

DETALLE A
ESCALA 1 : 5

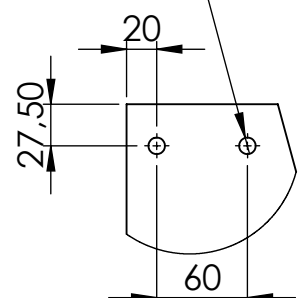


Escola d'Enginyeria de Barcelona Est
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

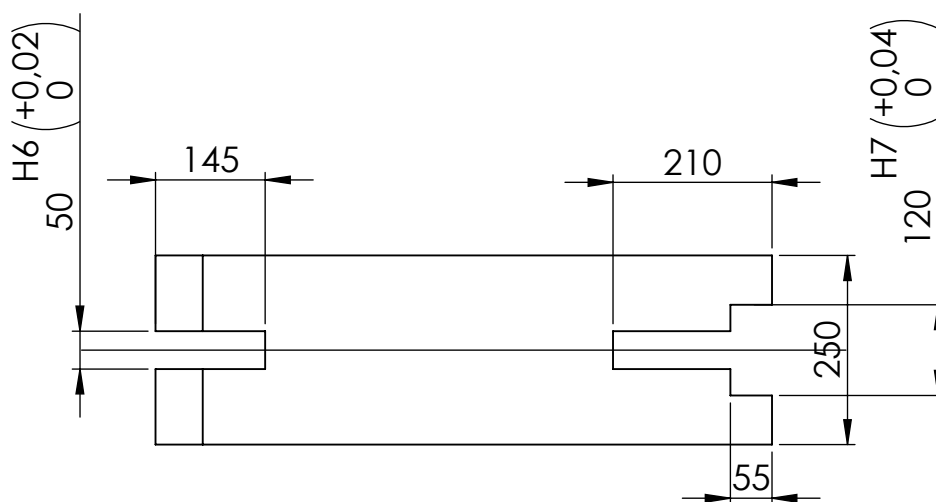
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE Prensa de dos rodillos para la FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIÓN: Las copias de este documento no son válidas si no indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Viga V pistones	A4
				ESCALA 1:20	Nº. de plano: 14



2 x \varnothing 11 POR TODO

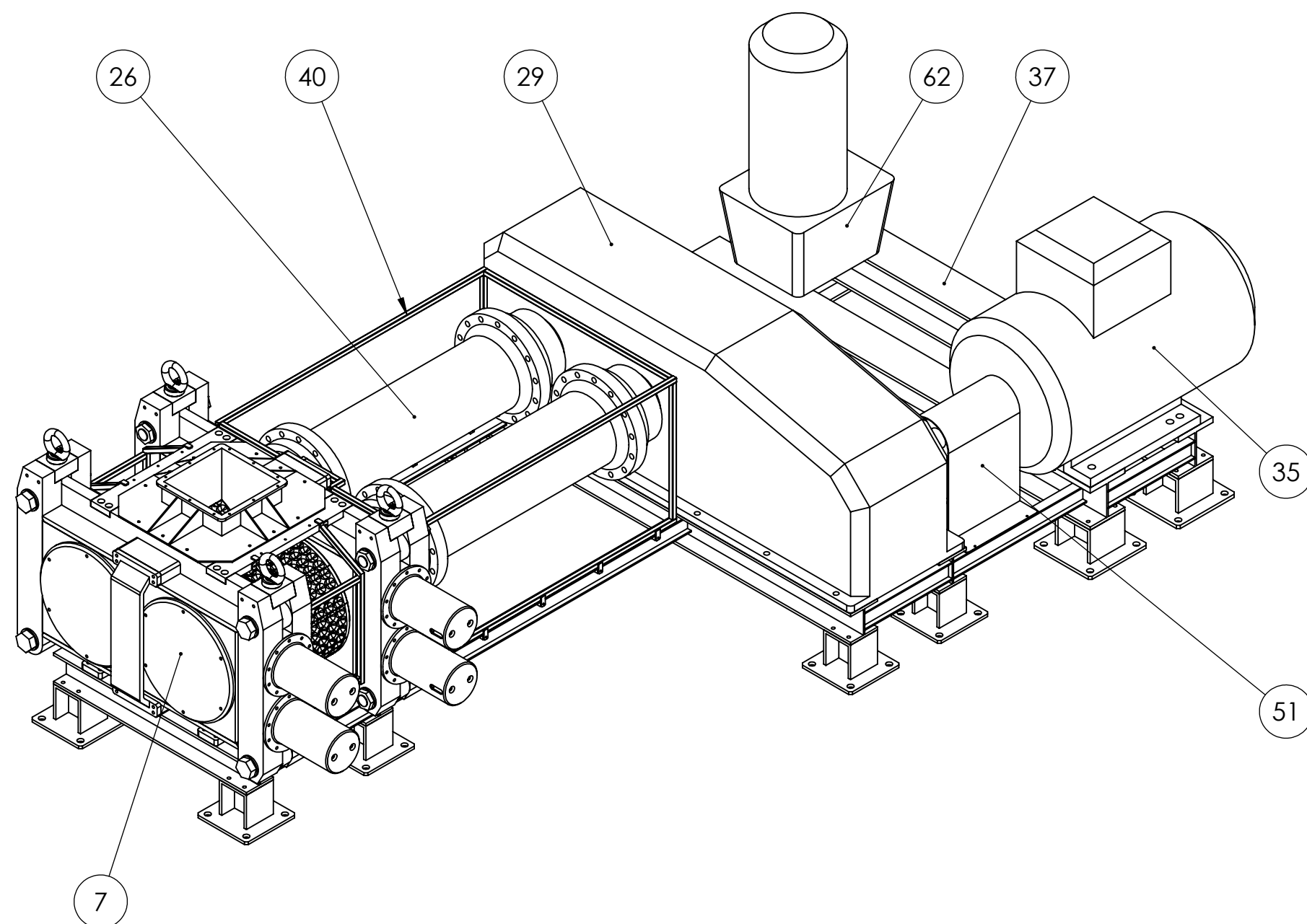


DETALLE A
ESCALA 1 : 5



Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
SOLIDWORKS Student Edition. Solo para uso académico. OBSERVACIÓN: Las copias de este documento no son válidas si no indica lo contrario				DESIGNACIÓN DEL PLANO: Viga V	A4
				MASA:	Nº. de plano: 13
				ESCALA 1:20	



Designación	Descripción	Cantidad
7	Módulo de compactación	1
26	Acoplamiento dentado JAURE MTGX - HD 233	2
29	Reductor i = 115	1
35	Motor eléctrico ABB 4 polos 400V/50Hz 160kW tamaño 315	1
37	Chasis vigas HEB - 140, HEB - 180, IPN - 90	1
40	Protección acoplamientos dentados	1
51	Limitador del par R+W ES2 series 1500 con protección	1
62	Central hidráulica Hawe Hydraulik V22 tamaño 6916	1

Los elementos de protección están mostrados sin chapa perforada para mejor visualización de los componentes

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

<div><div>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</div></div> <div>Escola d'Enginyeria de Barcelona Est Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)</div>					
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO DEL TRABAJO FINAL DE GRADO:	
DIBUJADO POR	Anton Volkov			DISEÑO DE UNA MÁQUINA DE PRENSA DE DOS RODILLOS PARA LA FABRICACIÓN DE BRIQUETAS	
COMPROBADO POR	Juan Velázquez				
OBSERVACIONES: Las cotas se expresan en mm si no se indica lo contrario		MATERIAL:		DESIGNACIÓN DEL PLANO:	A3
		MASA:		Vista general briquetadora	
		ESCALA: 1:20		Nº. de plano:	